VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ
INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

STAVITELNÝ PORTÁL PRO HYDRAULICKÝ PULZÁTOR INOVA
ADJUSTABLE PORTAL FOR HYDRAULIC PULSATOR INOVA

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE — **Bc. Tomáš Buchta**
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — **doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc.**
SUPERVISOR

BRNO 2016

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav konstruování
Student:	**Bc. Tomáš Buchta**
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Konstrukční inženýrství
Vedoucí práce:	**doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc.**
Akademický rok:	2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Stavitelný portál pro hydraulický pulzátor Inova

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Podstatou řešení projektu je modernizace stávajícího hydraulického pulsátoru Inova v laboratoři B1/111. Pro rutinní zkoušky pružících a tlumících jednotek je nezbytné doplnit stav horním stavitelným portálovým úchytem. Nákladově optimalizovaná konstrukce bude přizpůsobena moderním výrobním postupům (laserové řezání). Konstrukce musí umožnit funkci stavu pro zkoušky tlumičů i pro zcela odlišně koncipované vibroizolační testy.

Typ práce: vývojová - konstrukční
Projekt: specifický vysokoškolský výzkum

Cíle diplomové práce:

Hlavním cílem je konstrukce portálu se stavitelným příčníkem pro uchycení mechanismů zkoušených na pulsátoru Inova s těmito parametry: délka upínaných mechanismů 1400mm, zdvih testu 150mm, zkušební síla 40kN, maximální frekvence 200Hz.
Dílčí cíle diplomové práce:
- variantní návrhy koncepce stavitelného portálu,
- variantní návrhy motorického a manuálního posuvu příčníku,
- rozpracování konstrukčního řešení zvolené varianty,
- pevnostní a tuhostní kontrola rizikových uzlů,
- modální analýza včetně navazujícího technického zajištění přijatelných výsledků.

Požadované výstupy: funkční vzorek, průvodní zpráva, výkresy součástí, výkres sestavení.
Rozsah práce: cca 72 000 znaků (40 - 50 stran textu bez obrázků).
Struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:
http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP_DP/Zasady_VSKP_2017.pdf

Seznam literatury:

1) SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

2) VLK, František. Zkoušení a diagnostika motorových vozidel. 1. vyd. Brno: Vlk, 2001. ISBN 80-23--6573-0.

3) JÍCHA, Martin. Konstrukce zátěžného rámu pro hydraulický zkušební stand. Brno, 2011. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Milan Klapka, PhD.

4) ČÍPEK, Pavel, Martin KOČICA a Petr KUČERA. Rekonstrukce demonstrátoru vibroizolace DEMO. Brno, 2016. Závěrečná zpráva projektu ZKR. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování. Vedoucí práce Doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá inovací současného testovacího zařízení nacházejícího se v laboratoři Ústavu konstruování. Inovace se týká konstrukčního návrhu portálové konstrukce, do které bude umístěn hydraulický pulsátor od firmy INOVA Praha s.r.o. Nová portálová konstrukce bude navržena s ohledem na zadané parametry a požadavky, a zároveň s ohledem na prováděné testy (testy tlumičů, testy vibroizolačních vlastností MR ventilů aj.).

V rámci diplomové práce je provedena podrobná analýza současné portálové konstrukce a podrobná analýza výrobců obdobných zařízení, se zaměřením na portálové konstrukce a způsoby polohování příčníku. Dále je součástí práce podrobný popis návrhu nového konstrukčního řešení, včetně výpočtových simulací, přiložené výkresové dokumentace a experimentálně ověřeného funkčního vzorku (příčník).

KLÍČOVÁ SLOVA

tester tlumičů, dynamometr, portálová konstrukce, stavitelný

ABSTRACT

The aim of this thesis is the innovation of the testing device which is located in Institute of Machine and Industrial Design laboratory. The innovation relates to the portal construction design, where will be placed the hydraulic pulsator from the company INOVA Praha Ltd. New portal construction will be designed with respect to specified parameters and requirements and also with regard to the performed tests (damper tests, vibroizolated properties magnetorheological valves tests etc.).

The thesis contains detailed analysis of the current tester and detailed analysis of similar machines with focusing on the portal structure and ways of positioning the crossmember. Further parts of the thesis is a detailed description of the design solution, including the computational simulations, attached drawing documentation and experimentally verified functional sample (crossmember).

KEY WORDS

shock tester, dynamometer, gantry machine, adjustable, shock dyno, damper dyno

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BUCHTA, T. *Stavitelný portál pro hydraulický pulzátor Inova.* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. XY s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc.

PODĚKOVÁNÍ

Na úvod bych rád vyjádřil poděkování doc. Ing. Ivanu Mazůrkovi, CSc. za vedení mé diplomové práce, jeho rady a připomínky, které mi v mnohém pomohly a usměrnily moji práci. V neposlední řadě bych rád poděkoval své rodině za podporu během studia.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci, na téma Stavitelný portál pro hydraulický pulsátor Inova, vypracoval samostatně a použil jsem literárních pramenů a informací, které cituji a uvádím v seznamu použité literatury a zdrojů informací.

V Brně dne ……..

..……..….
Tomáš Buchta

OBSAH

ÚVOD 13
1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ 14
1.1 Analýza testeru umístěného v laboratoři ÚK 15
1.2 Demontážní testery tlumičů 16
1.2.1 Rozdělení demontážních tlumičů 16
1.2.2 Výrobci testerů (tlumičů aj.) 17
1.3 Portálové konstrukce 22
1.3.1 Portálové konstrukce u 3D tiskáren 22
1.3.2 Portálové konstrukce ve stavebnictví 23
1.3.3 Portálové konstrukce u obráběcích strojů 23
1.4 Způsoby polohování příčníku vhodné k inspiraci 24
1.5 Práce zabývající se stejnou problematikou 26
1.5.1 Úprava existující portálové konstrukce 26
1.5.2 Návrh nové portálové konstrukce 27
2 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE 29
2.1 Analýza problému 29
2.1.1 Portálová konstrukce (rám stroje) 29
2.1.2 Konstrukční provedení příčníku 29
2.1.3 Polohování příčníku 30
2.1.4 Aretace příčníku 30
2.2 Cíl práce 30
3 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ 32
3.1 Sloupy portálu 32
3.2 Základna portálu 32
3.3 Příčník 33
3.4 Pohon příčníku 35
3.4.1 Motorické polohování 35
3.4.2 Manuální polohování 38
4 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ 43
4.1 Základna portálu 44
4.1.1 Stojan 44
4.1.2 Příčka 46
4.1.3 Svěrné pouzdro 46
4.2 Příčník 52
4.3 Primární (manuální) pohon příčníku 64
4.4 Sekundární (motorický) pohon příčníku 65
4.5 Modální analýza 66
4.5.1 Analýza vlastních frekvencí portálu 68
4.5.2 Analýza harmonické odezvy portálu 69
4.5.3 Vyhodnocení modální analýzy 72
4.6 Další využití testeru 73
4.7 Montážní pokyny 74
5 DISKUSE 75
5.1 Současný stav + funkční vzorek 75
5.1.1 Experimentální ověření funkčnosti příčníku 77
5.2 Celkové finanční náklady 79

6 ZÁVĚR 80
7 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ 81
8 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN 85
9 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ 86
10 SEZNAM TABULEK 89
11 SEZNAM PŘÍLOH 90

ÚVOD

V dnešní době téměř každé vozidlo a řada jiných strojů jsou vybaveny tlumiči. Tzv. tlumiče kmitů společně s pružinou zajišťují jednak komfort při jízdě vozidla a jednak stálý kontakt kola s vozovkou, čímž je dosaženo dobrého ovládání vozidla a jeho stability při jízdě. V případě řady dalších strojů jsou tlumiče používány opět pro eliminaci kmitů nebo pro absorpci energie.

Při vývoji a výrobě je třeba tyto tlumiče testovat a k tomu ve většině případů dochází v momentě, kdy ještě nejsou namontovány na vozidle. Pro tyto účely slouží tzv. testery tlumičů, konkrétně demontážní testery tlumičů. Tato zařízení simulují pohyb tlumiče a připojená výpočetní technika tlumič vyhodnocuje pomocí softwaru. Vyhodnocuje různé charakteristiky tlumičů, na jejichž základě je možné stanovit vlastnosti tlumičů, míru jejich poškození, případně jejich životnost.

Zařízení, umístěné v laboratoři Ústavu konstruování (viz Obr. 1.0), je sestavou z různých konstrukčních celků, vzniklé postupným vylepšováním a jinými modifikacemi. V současné době se jedná o starý portálový rám s příčníkem, ve kterém původně byl zasazen klikový mechanismus a který v současné době je nahrazen hydraulickým pulsátorem od firmy INOVA Praha s.r.o. Stará konstrukce portálu nevyhovuje z hlediska pevnosti a při některých způsobech testování vnáší do výsledků testování určitou nepřesnost. Dalším nedostatkem je poměrně složité polohování příčníku, kde v současné době pro jeho polohování je třeba povolení a dotažení několika šroubů a pro jemnější doladění je třeba podkládat trn siloměru různě vysokými distančními kroužky. Tento způsob polohování je poměrně nekomfortní a vůle v otvorech pro šrouby ztěžují ustavování příčníku se siloměrem přesně v ose hydraulického pulsátoru.

Z těchto uvedených důvodů je třeba navrhnout nový portál se snadno polohovatelným příčníkem, do kterého bude jednoduché umístit současný hydraulický pulsátor a který bude pevnostně a rozměrově vyhovovat zkušebním silám a zkoušeným předmětům. Při konstrukci nového portálu je třeba dbát na jednoduchost výroby jednotlivých součástí a především na co nejnižší peněžní náklady. Dále bude vhodné navrhnout několik variant klíčových komponentů.

Obr. 1.0 Současná měřicí stanice [1]

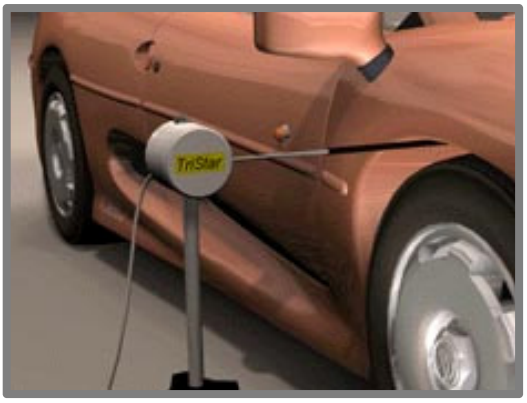
1

1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

Na trhu se vyskytuje velké množství různých tlumičů používaných v mnoha odvětvích. Tyto tlumiče je třeba testovat, jak při jejich vývoji nebo výrobě, tak i během jejich životnosti, během provozu nebo po samotném servisu. Pro každou z uvedených možností je vhodný různý způsob testování tlumiče. Při vývoji a výrobě tlumič nebývá namontován na vozidle, a proto je jednodušší samotný tlumič umístit do testovacího zařízení (viz Obr. 1.1). Tento způsob testování se nazývá *demontážní diagnostika tlumičů* [2].

Obr. 1.1 Demontážní tester tlumičů od firmy MTS [3]

Během provozu tlumiče je ve většině případů jednodušší ponechat tlumič na svém místě a pro jeho diagnostiku použít testovací zařízení podobně jako, na obrázku číslo Obr. 1.2 a Obr. 1.3, které je schopno takto umístěný tlumič na vozidle přesně změřit. Tento způsob testování se nazývá *bezdemontážní diagnostika tlumičů*.



Obr. 1.2 Impulsní dokmitový tester TriStar [4]

Obr. 1.3 Rezonanční adhezní tester [5]

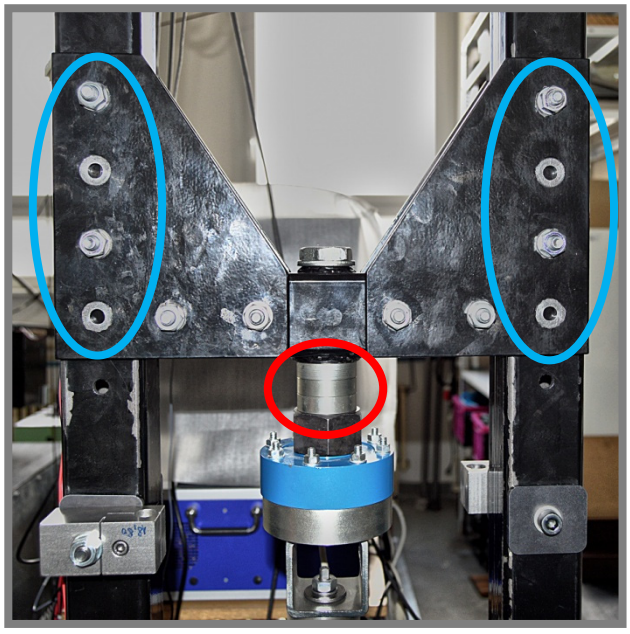
Bezdemontážní testery tlumičů také bývají využívány pro závodní účely jako simulátory závodní dráhy, kde je třeba znát různé údaje o závodní dráze, které je třeba nadefinovat do softwaru daného testeru.

1.1 Analýza testeru umístěného v laboratoři ÚK

Současný trh, zabývající se touto problematikou, obsahuje značné množství výrobců nabízejících spoustu kvalitních strojů lišících se jak pohonnou jednotkou, tak cenou, která často bývá velmi vysoká (v řádech milionů až desítek milionů). Konstrukce těchto zařízení však bývá velmi podobná, a jedná se o zasazení pohonné jednotky do tzv. portálového rámu s příčníkem, ten se často liší ve způsobu polohování příčníku, což bude patrné z následujících podkapitol.

Jak již bylo uvedeno v úvodu, v laboratoři Ústavu konstruování je provozován tester tlumiče již cca 20 let, který během těchto let zaznamenával určité konstrukční změny. Poslední z těchto změn, bylo nahrazení původního klikového mechanismu, který sloužil jako zdroj buzení testovaných předmětů (především tlumičů). Původní konstrukce je znázorněna na obrázku číslo Obr. 1.4.

Obr. 1.4 Rezonanční adhezní tester [6]



Obr. 1.5 Způsob polohování příčníku

Klikový mechanismus byl postupem času nahrazen hydraulickým pulsátorem od firmy INOVA Praha s.r.o. a byl usazen do původního portálového rámu značky Gillop 1.4 (viz Obr. 1.0), který byl částečně upraven, především jeho základna. Touto úpravou se ve své bakalářské práci zabýval student David Smejkal pod vedením doc. Ing. Ivanem Mazůrkem, CSc., tato úprava je podrobně popsána v podkapitole *1.5.1 Úprava existující portálové konstrukce*. Polohování příčníku v rámu Gillop 1.4 je poměrně nekomfortní, jak již bylo v úvodu zmíněno, je třeba povolit a dotáhnout několik šroubů (modře viz Obr. 1.5) a zároveň zvolit vhodně vysoké distanční podložky (červeně viz Obr. 1.5). Otvory pro šrouby mají určitou vůli komplikující polohování příčníku a především také umístění osy siloměru vůči ose hydraulického pulsátoru. Dále se projevila nedostatečná tuhost portálu, která může ovlivňovat výsledky prováděných testů.

1.2

1.2 Demontážní testery tlumičů

Co jsou demontážní testery tlumičů a k čemu slouží, již bylo zmíněno. Konstrukcí těchto a řady jiných testerů podobné konstrukce se zabývá hned několik firem na trhu, a proto v následující kapitole bude provedeno shrnutí těchto výrobců, především se zaměřením na konstrukci portálu a způsobu polohování příčníku.

1.2.1

1.2.1 Rozdělení demontážních tlumičů

Hlavním rozlišovacím znakem těchto testovacích zařízení, ne jenom testerů tlumičů, je zdroj budící síly. Nejčastěji používané zdroje budící síly jsou následující:

1.2.1.1

1.2.1.1 Elektrické testery

Velkou výhodou těchto testerů je jednoduchý zdroj pohonné energie, kterým je elektromotor, konkrétně lineární servopohon. Tento pohon se vyznačuje snadným nastavením velkého množství různých průběhů zatěžování, což značně zpřesňuje přesnost měření. Nevýhodou těchto pohonů je jejich přehřívání při dlouhodobém provozu [7].

1.2.1.2

1.2.1.2 Mechanické (elektromechanické) testery

Pořizovací náklady kladeny na tento typ testerů jsou často velmi nízké, díky jednoduchosti konstrukce. V dnešní době už nejsou moc využívány, protože nedostačují požadavkům průmyslu z důvodu nemožnosti charakterizovat různé způsoby zatěžování. Tyto testery jsou často poháněny elektromotorem připojeným pomocí klikového mechanismu k jednomu konci tlumiče, tím lze dosáhnout pouze harmonického průběhu zatěžování a lze měnit pouze rychlost otáček pohonu [7].

1.2.1.3

1.2.1.3 Pneumatické testery

Pneumatické testery používají pro pohon energii v podobě stlačeného vzduchu, čímž je možno dosahovat velkých rychlostí a zrychlení v průběhu testování. Zároveň je možnost nastavovat a testovat různé charakteristiky zatěžování [7]. Nevýhodou pneumatických testerů je samotný stlačený vzduch, který může vést k nepřesnosti měření způsobených v odchylkách mezi nastavenými a reálnými hodnotami. Tyto testery nejsou moc využívané.

1.2.1.4

1.2.1.4 Hydraulické testery

Hydraulické testery pro svůj pohon využívají tzv. servoválce, které se vyznačují vysokou přesností a velkou zatěžovací silou. Zároveň s tím umožňují nadefinování velkého množství zatěžovacích charakteristik [7]. Tyto testery jsou velmi spolehlivé a v dnešní době nejvíce využívané. Nevýhodou je nemalá pořizovací cena spojena s příslušenstvím, které tester pro svoji činnost potřebuje, jako jsou například čerpadla, filtry nebo akumulátory energie.

1.2.2 Výrobci testerů (tlumičů aj.)

Současný obchodní trh obsahuje velké množství výrobců testerů po celém světě, nabízející různé typy testerů pro testování spousty druhů mechanických veličin a předmětů, jako jsou například trhací stroje, stroje pro zkoušky elastomerů nebo stroje pro testování únavy apod.

1.2.2.1 Výrobce MTS

MTS je americká firma s velmi širokou nabídkou testovacích zařízení pro testování spousty druhů mechanických veličin. Jejich nabídka zahrnuje nejnovější řadu zatěžovacích servo-hydraulických rámů vyvinutých MTS s digitálními řídicími jednotkami FlexTest a velmi bohatou výbavu aplikačního softwaru [8]. Některé modely z jejich nabídky jsou k prohlédnutí na obrázcích číslo Obr. 1.6, Obr. 1.7 a Obr. 1.8.

Obr. 1.6 Demontážní tester tlumičů [3]

Obr. 1.7 Zatěžovací rám pro zkoušky elastomerů [9]

Obr. 1.8 Staticko-hydraulický zatěžovací rám Criterion [10]

Výrobce MTS používá mohutné sériově vyráběné rámy svých testovacích zařízení, které zaručují vysokou stabilitu a tuhost stroje. Na uvedených obrázcích je patrné, že příčník se pohybuje po broušených vedeních a pro polohování příčníku jsou po stranách stroje plynové vzpěry (viz. Obr. 1.6) a lineární servopohony případně hydraulické lineární motory (viz. Obr 1.7). Na obrázku číslo Obr. 1.8 je s velkou pravděpodobností polohování příčníku zprostředkováno kuličkovým šroubem, který je zakrytován.

Větší stroje s vhodným pohonem příčníku používají pro jeho aretaci v nastavené (požadované) poloze samotný pohon polohování (například kuličkový šroub je pro tuto aplikaci vhodný), zatímco u menších strojů se aretace příčníku zajišťuje dotažením svěrného spoje k vedení příčníku. Na obrázku číslo Obr. 1.8 je znázorněna měřicí stanice pro tahové zkoušky, zde je tahová síla vyvozena samosvorným pohonem se zakrytovanými kuličkovými šrouby po stranách. Zde není třeba žádná dodatečná aretace příčníku.

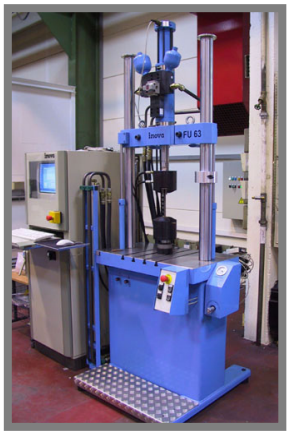
Ceny těchto profesionálních zařízení se pohybují v milionech korun.

1.2.2.2

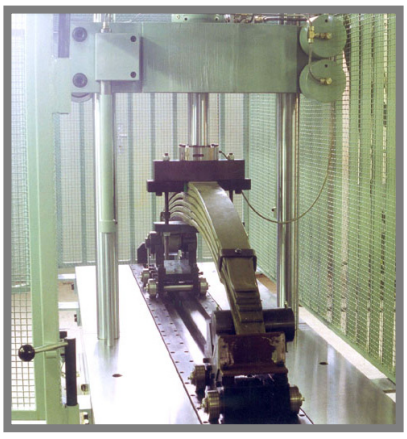
1.2.2.2 Výrobce INOVA

INOVA Praha s.r.o. je česká firma, specializující se na vývoj a výrobu zkušebních strojů především dle požadavků zákazníka. Jejich zkušební stroje se vyznačují jednoduchou obsluhou, vysokou spolehlivostí, dlouhou životností a snadnou rozšiřitelností [11]. Některé modely z jejich nabídky jsou k prohlédnutí na obrázcích číslo Obr. 1.9, Obr. 1.10 a Obr. 1.11.

Obr. 1.9 Tester tlumičů [12]



Obr. 1.10 Tester vysokocyklové únavy [13]



Obr. 1.11 Tester lisových pružin [14]

Z uvedených obrázků plynou obdobná konstrukční řešení portálové konstrukce jako v případě firmy MTS, patrný rozdíl je k vidění na obrázku číslo Obr. 2.7, kde se příčník pohybuje po čtyřech broušených vedeních.

1.2.2.3

1.2.2.3 Výrobce ACTM (Automotive Component Testing Machines)

ACTM je kanadská firma zabývající se výrobou testovacích systémů a zařízení, která jsou především vhodná pro použití v oblasti výzkumu a vývoje automobilů [15]. Některé modely z jejich nabídky jsou k prohlédnutí na obrázcích číslo Obr. 1.12 a Obr. 1.13.

Obr. 1.12 Tester tlumičů [16]

Obr. 1.13 Tester torze a tahu [17]

U testovacích zařízení od firmy ACTM nenacházím žádné výrazné konstrukční rozdíly, ve srovnání s předchozími výrobci.

1.2.2.4 Výrobce INSTRON

Výrobce INSTRON je nadnárodní společnost zabývající se vývojem velké škály testovacích zařízení pro testování velkého množství mechanických vlastností jako jsou pevnost v tahu, tlaku, ohybu, únavová pevnost, testery pro testování různých nárazů, torzních zkoušek aj. [18]. Některé modely z jejich nabídky jsou k prohlédnutí na obrázcích číslo Obr. 1.14, Obr. 1.15 a Obr. 1.16.

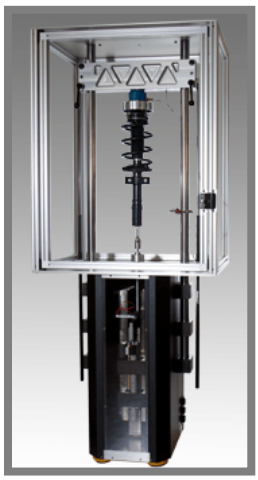
Obr. 1.14 Elektromechanický tester pevnosti v tahu [19]

Obr. 1.15 Servo-hydraulický tester pevnosti v ohybu [20]

Obr. 1.16 Tester tlumičů [21]

1.2.2.5 Výrobce Roehrig Engineering

Roehrig Engineering je americkou firmou specializující se především na tlumičové a pružinové testovací zařízení pro automobilový průmysl. Jejich zařízení jsou velmi přesná, výkonná a přitom nepoužívají žádné elektromechanické pohony. Jako pohon pro svoje zařízení používají elektromagnetické pohony, které jsou velmi přesné, snadno nastavitelné, nevyžadují téměř žádnou údržbu a především, ve srovnání s hydraulickými pohony, mají díky nízké spotřebě energie nízké provozní náklady [22]. Některé modely z jejich nabídky jsou k prohlédnutí na obrázcích číslo Obr. 1.17 a Obr. 1.18.



Obr. 1.17 Tester s elektromagnetickým lineárním servopohonem [23]

Obr. 1.18 Tester s elektromagnetickým rotačním servopohonem [24]

Výrobky od firmy Roehrig Engineering se na první pohled jeví jako jednoduchá konstrukční zařízení, avšak ve skutečnosti se jedná o velmi kvalitní a přesná měřící zařízení, jejíž cena se pohybuje kolem deseti milionů. K polohování příčníku není použito žádného polohovacího zařízení a k jeho aretaci je použito svěrných pouzder po stranách příčníku.

1.2.2.6

1.2.2.6 Výrobce Dynamic Suspension

Dynamic Suspensions je součástí nadnárodní společnosti Multimatic Inc., jedná se o firmu celosvětově rozšířenou v oblasti pružících technologií, jak v automobilovém průmyslu, tak i v motosportu. Zabývá se jednak výrobou samotných tlumičů, ale i výrobou jednotlivých komponent a testovacích zařízení. Dynamic Suspensions vyrábí dva typy dynamometrů, a to mechanické a servo-hydraulické [25].

Obr. 1.19 Pohled na testery tlumičů od firmy Dynamic Suspension [25]

Jak je vidět na obrázku číslo Obr. 1.19, konstrukční zařízení testerů od této firmy je velmi podobné výrobkům od firmy Roehrig Engineering. Jedná se o poměrně jednoduchou konstrukci portálu s příčníkem, který se polohuje ručně a k vodícím tyčím se aretuje pomocí svěrných pouzder po stranách příčníku.

1.2.2.7 Výrobce SPA Dynamometers

Výrobce SPA Dynamometers je součástí společnosti SPA Group se sídlem v Anglii, jejich testery jsou používány mnoha závodními týmy (Formule 1, PPG Indy car, NASCAR a další). Všechny stroje jsou postaveny na standardu ISO2004 a jsou použitelné pro široký sortiment zkoušených tlumičů [25]. Některé modely z jejich nabídky jsou k prohlédnutí na obrázcích číslo Obr. 1.20 a Obr. 1.21.

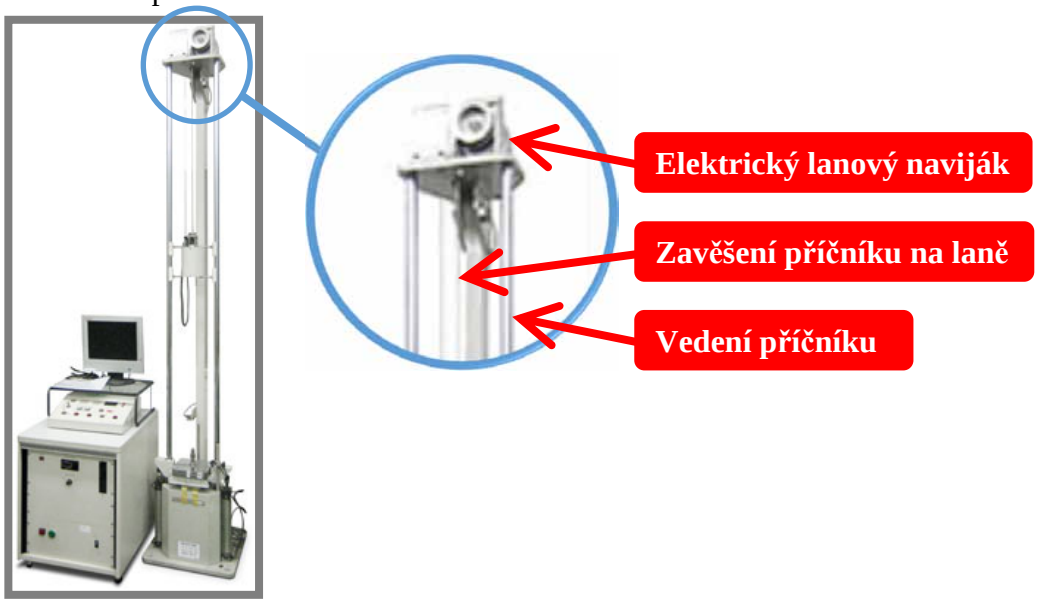
Obr. 1.20 Tester tlumičů BTP 2000 [26]

Obr. 1.21 Tester tlumičů CLUBMAN 04 [27]

Jak je vidět na obrázcích číslo Obr. 1.20 a Obr. 1.21, konstrukční zařízení testerů od této firmy je velmi podobné výrobkům od firem Roehrig Engineering a Dynamic Suspension.

1.2.2.8 Výrobce SHINYEI Testing Machinery Co., LTD.

Jedná se o japonskou firmu zabývající se převážně výrobou senzorů, ale i tlumičovými testery. Na obrázku číslo Obr. 1.22 je k vidění jednoduché konstrukční zařízení portálu s polohovatelným příčníkem. Příčník je veden po dvou broušených tyčích po stranách a zároveň je zavěšený na tenkém laně, které je navíjené navijákem umístěným na vrchu portálu.



Obr. 1.22 Tester tlumičů ACST-200 [28]

1.3

1.3 Portálové konstrukce

Portálová konstrukce je typ rámu strojů, vyznačující se vysokou tuhostí. Skládá se ze základny případně stolu a ze dvou nebo více stojanů (sloupů), které jsou nahoře spojeny. Portál se dělí na dva základní typy, na portál pevný a na portál posuvný. Portál pevný má pouze spojené sloupy nepohyblivým příčníkem, na kterém je připevněno nějaké zařízení (vřeteno apod.). Portál posuvný má kromě spojení sloupů nepohyblivým příčníkem ještě jeden pohyblivý příčník, který pojíždí po sloupech a který zároveň nese nějaké zařízení. Ačkoliv se tento uzavřený rám vyznačuje vyšší tuhostí, než otevřený rám, tak omezuje pracovní prostor a tím snižuje maximální velikost obrobků nebo testovaných předmětů.

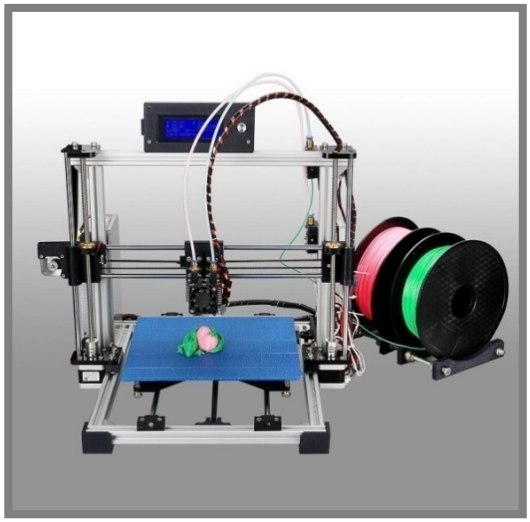
Portálové konstrukce jsou výrazně rozšířeny u velkých a těžkých strojů, jako jsou jeřáby, frézky, soustruhy, vyvrtávačky apod. Můžeme je také najít u zařízení menších rozměrů, například se používají u 3D tiskáren, různých testerů, apod.

1.3.1

1.3.1 Portálové konstrukce u 3D tiskáren

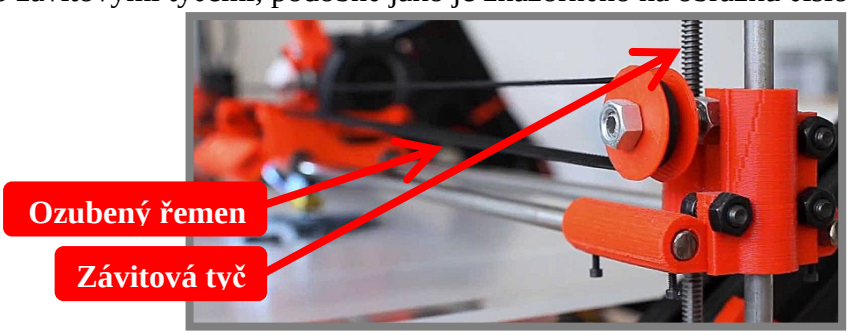
Portálové konstrukce jsou velmi oblíbené při různých konstrukčních řešení 3D tiskáren, jak už pro tisknutí plastů, tak i pro tisk metodou SLM (Selective Laser Melting) aj. Stavba rámu je velmi jednoduchá, poměrně levná a výsledná tuhost a přesnost zařízení je dostatečná. Používaná konstrukční řešení rámů jsou znázorněny na obrázcích číslo Obr. 1.23 a Obr. 1.24.

Obr. 1.23 3D tiskána Lulzbot Taz 4 [29]



Obr. 1.24 3D tiskárna Dual Head Prusa i3 [30]

Jako hlavní konstrukční prvky 3D tiskáren se používají řemenové převody s ozubenými řemeny nebo řemenové převody v kombinaci s kuličkovými šrouby nebo závitovými tyčemi, podobně jako je znázorněno na obrázku číslo Obr. 1.25.



Obr. 1.25 Detail polohování příčníku 3D tiskárny zn. gMax [31]

1.3.2 Portálové konstrukce ve stavebnictví

Ve stavebnictví a logistice jsou portálové konstrukce především k vidění u portálových jeřábů, podobně jako na obrázku číslo Obr. 1.26, kde je pevný portál tvořený svařovanou konstrukcí, po jehož horizontální části pojíždí kočka s kladnicí a hákem. Jak obrázek napovídá, zde se nedá ničím inspirovat.

Obr. 1.26 Portálový jeřáb [32]

1.3.3 Portálové konstrukce u obráběcích strojů

Nejrozšířenější aplikací portálových konstrukcí jsou obráběcí stroje, jako jsou karuselové soustruhy (Obr. 1.29), vyvrtávačky (Obr. 1.28), frézky (Obr. 1.27), CNC obráběcí centra (Obr. 1.30), aj. Konstrukce se skládá z pracovního stolu, který má po stranách stojany (sloupy), po kterých se pohybuje příčník pomocí vodicích ploch a jiných způsobů vedení.

Obr. 1.27 Portálová frézka [33]

Obr. 1.28 Horizontální portálová vyvrtávačka [34]

Obr. 1.29 Karuselový soustruh [35]

Obr. 1.30 CNC obráběcí centrum [36]

Jedná se o velmi specifická zařízení, u kterých jsou kladeny jiné konstrukční požadavky než u portálových konstrukcí testerů. Z toho důvodu se zde jen těžko inspirovat konstrukcí portálů, neboť se zde jedná o velmi hmotná sériově vyráběné (odlévané nebo svařované) portály s velmi drahými a přesnými vodícími plochami a pohony.

1.4

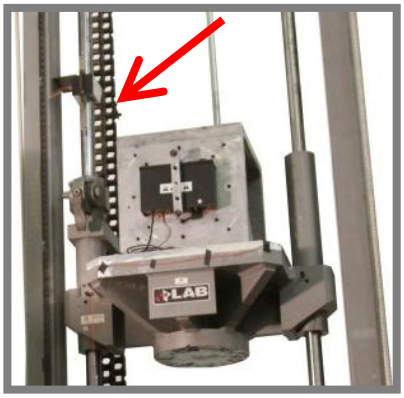
1.4 Způsoby polohování příčníku vhodné k inspiraci

Kromě pohledu do nabídky renomovaných výrobců různých testerů, byl proveden i pohled na některé čínské výrobky případně na výrobky domácí výroby. Bylo zde nalezeno několik výrobků používající pro polohování příčníku řetěz (viz obrázky číslo Obr. 1.31, Obr. 1.32 a Obr. 1.33) a dále jednoduchá polohování pomocí jednoho kuličkového šroubu (viz obrázky číslo Obr. 1.34 a Obr. 1.35).

Obr. 1.31 Portál zavěšen na jednom řetězu [37]

Obr. 1.32 Portál zavěšen na dvou řetězech [38]

Konstrukční řešení polohování příčníku na strojích znázorněných na obrázcích číslo Obr. 1.31 a Obr 1.32 je velmi podobné a liší se pouze v počtu zavěšení. Příčník se v obou případech pohybuje po dvou vodících tyčích a jeho polohování je zajištěno hydraulickým zvedákem (hydraulickými zvedáky), přes které vede řetěz jedním koncem spojeným se základnou portálu a druhým koncem spojeným s příčníkem.



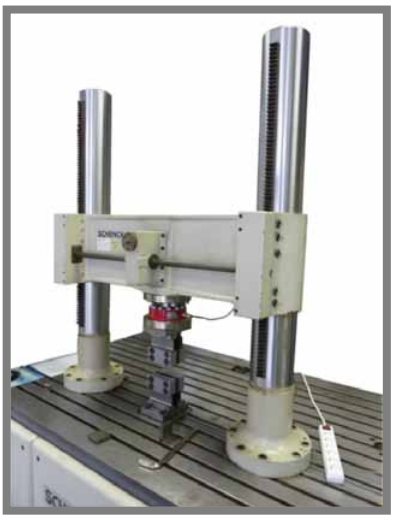
Obr. 1.33 Detail zavěšení portálu na jednom řetězu [39]

Další způsob, jak vyřešit konstrukci polohování příčníku pomocí řetězového převodu je k vidění na obrázku číslo Obr. 1.33, kde příčník je připevněn k řetězu a kde řetěz při svém ohybu unáší příčník a tím jej polohuje do požadované polohy.

Obr. 1.34 Jeden kuličkový šroub letmo stroje [40]

Obr. 1.35 Jeden kuličkový šroub v rovině symetrie stroje [41]

Velmi zajímavá konstrukce portálu a způsob polohování příčníku je k vidění na obrázcích číslo Obr. 1.34 a Obr. 1.35, kde dochází k polohování příčníku prostřednictvím jednoho kuličkového šroubu (případně závitové tyč) uložené buď letmo, nebo mezi vodícími tyčemi.



Obr. 1.36 Ozubený převod [42]

Obr. 1.37 Ozubený převod – detailní pohled [42]

Poslední konstrukční řešení, vhodné k inspiraci, je k vidění na obrázcích číslo Obr. 1.36 a Obr. 1.37, kde je k vidění polohování příčníku pomocí ozubeného řemene na vodících tyčích. Aretace příčníku tímto pohonem snese velmi vysoká zatížení, avšak je třeba věnovat pozornost vymezení vůlí v ozubeném převodu.

1.5

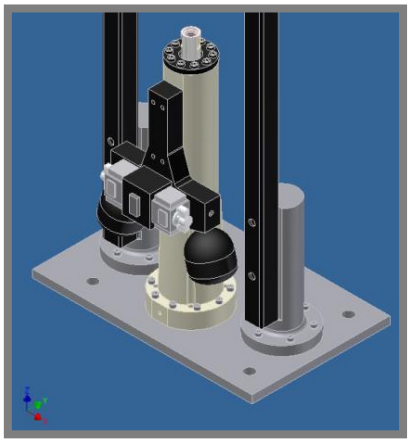
1.5 Práce zabývající se stejnou problematikou

V rámci bakalářského i diplomového studia byly vytvořeny dvě práce na obdobné téma. Jedna z prací se zabývá úpravou existující portálové konstrukce, zatímco druhá z prací se zabývá návrhem nového konstrukčního řešení portálu. Jednotlivé práce jsou podrobněji rozebrány v následujících podkapitolách včetně informací, zdali se realizovaly konstrukční návrhy či nikoliv, nebo alespoň čím byly přínosem.

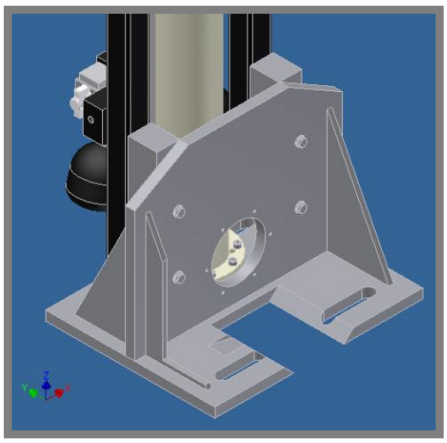
1.5.1

1.5.1 Úprava existující portálové konstrukce

První prací je bakalářská práce z roku 2010, vypracována Davidem Smejkalem pod vedením doc. Ing. Ivanem Mazůrkem, CSc. Bakalářská práce se zabývá úpravou testeru tlumičů, především nahrazením klikového mechanismu hydraulickým servoválcem a jeho umístěním do upraveného existujícího portálu. Úprava současného portálu spočívala především v úpravě základny, kde vzniklo několik koncepčních variant (viz Obr 1.38 a Obr. 1.39).

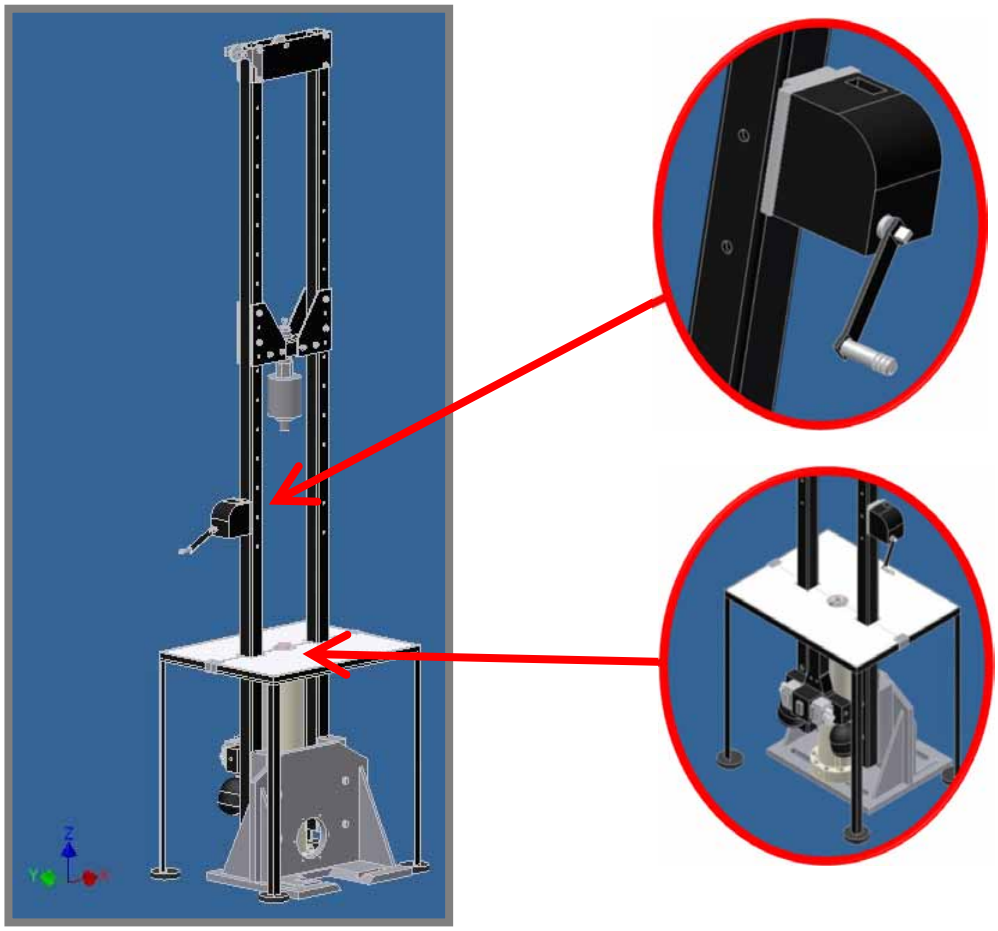


Obr. 1.38 Varianta základny 1 [7]



Obr. 1.39 Varianta základny 2 [7]

Okrajově byl řešen způsob polohování příčníku, kde bylo navrženo manuální polohování příčníku pomocí lanového navijáku a kladky. Na obrázku číslo Obr. 1.40 je také vidět pracovní stůl sloužící například pro odkládání potřebného nářadí [7].



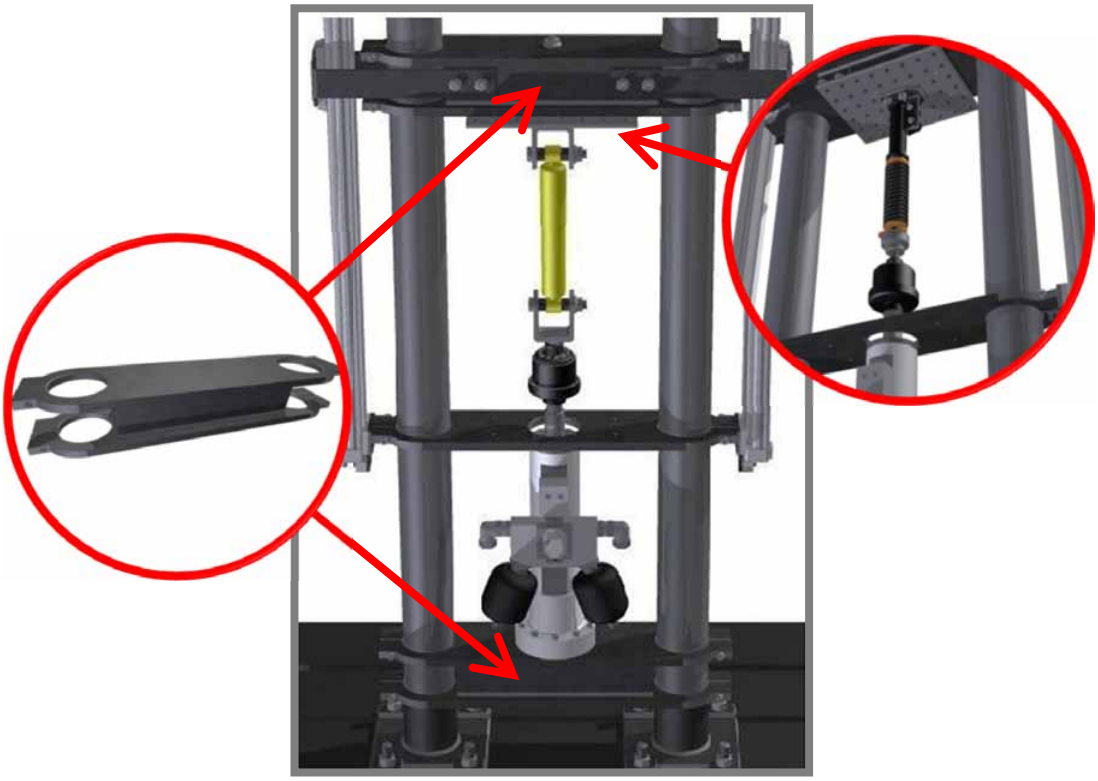
Obr. 1.40 Celkový konstrukční návrh [7]

Na základě této bakalářské práce došlo ke změně zátěžového mechanismu z klikového mechanismu na hydraulický servoválec, dále byla realizována základna dle koncepční varianty 1, ale k realizaci snadného polohování příčníku nedošlo. Nezapočítáním ceny nového hydraulického servoválce, se jedná o poměrně nízkonákladovou konstrukční úpravu původního portálu, ve srovnání s prací rozebranou v následující podkapitole.

1.5.2 Návrh nové portálové konstrukce

1.5.2

Druhou prací je diplomová práce z roku 2011, vypracována Bc. Martinem Jíchou pod vedením Ing. Milanem Klapkou, PhD. Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem nového portálu pro stejný hydraulický servoválec, jako vzešel z bakalářské práce od Davida Smejkala. V rámci této práce bylo vytvořeno kompletní konstrukční řešení (viz Obr 1.41) podložené podrobnou MKP analýzou, včetně výkresové dokumentace. Jako pohon příčníku autor uvažoval lineární pneumatické válce, které jsou patrné na obrázku.



Obr. 1.41 Celkový konstrukční návrh [43]

Z analýzy práce plyne, že se jedná o poměrně mohutné a hlavně nákladné konstrukční řešení, které především z těchto důvodů nebylo realizováno. I přesto práce v mnohém nabízí inspiraci, a to hlavně ve způsobu aretace a provedení konstrukce příčníku.

2 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

2

2.1 Analýza problému

2.1

Současné konstrukční řešení portálové konstrukce, popsané a zanalyzované v rámci kapitoly *1 Současný stav poznání*, má řadu nedostatků, ale díky své jednoduchosti je tato konstrukce značně inspirativní. V rámci koncepčních návrhů i v rámci konstrukčního návrhu bude třeba vyřešit hned několik dílčích úkolů, těmi jsou samotná portálová konstrukce (rám stroje), polohovatelný příčník, pohon příčníku a jeho aretace v požadované poloze. Tyto dílčí části budou řešeny v jednotlivých podkapitolách, viz níže, a pro jejich návrh bude vhodná inspirace u komerčních strojů podobné konstrukce, které jsou popsány rovněž v kapitole *1 Současný stav poznání.*

2.1.1 Portálová konstrukce (rám stroje)

2.1.1

Rámy různých testovacích strojů (testery tlumičů, testery pevnosti v tahu, v ohybu aj.) jsou ve většině případů podobné. Jedná se o základnu, ke které je připojeno několik sloupů, většinou dva nebo čtyři, dle sil působících při provozu stroje. Tyto sloupy jsou nahoře spojeny a tvoří uzavřený rám, tzv. portál. Po nich se pohybuje rameno, zvané příčník, které slouží jako polohovatelný upínací bod.

Sloupy jsou ve většině případů tvořeny broušenými tyčemi nebo trubkami a k vidění jsou i konstrukce, kde sloupy tvoří svařence a příčník se pohybuje pouze po kuličkových šroubech (trhací stroje) nebo pístnicích. V případě obráběcích nebo stavebních strojů jsou konstrukce portálů o poznání mohutnější a tvořeny především z odlitků nebo svarků. V případě obráběcích strojů jde o dosažení co největší přesnosti obrábění a v případě jeřábů jde dosažení co největší pevnosti a lehkosti (příhradové konstrukce). Z toho důvodu se nelze těmito stroji příliš inspirovat.

Na základě rešerše se nové konstrukční řešení portálové konstrukce bude inspirovat současným konstrukčním řešením a bude vylepšeno vhodnými poznatky z běžně prodávaných portálových strojů. Základna portálu bude nejspíš svařenec nebo šroubovaná konstrukce, ke kterému budou svěrnými pouzdry připevněny vodící tyče. Z rešerše, z pohledu použitelnosti a z pohledu peněžních nákladů, jako vítěz jednoznačně plyne použití jednoho páru broušených vodících tyčí, které mají vhodný povrch, geometrickou přesnost a umožňují po sobě pohyb valivého vedení.

2.1.2 Konstrukční provedení příčníku

2.1.2

V případě konstrukčního řešení příčníku, budou na něj kladeny dva důležité předpoklady. Prvním z nich je minimální deformace v místě upevnění trnu siloměru, kde deformace nesmí být větší než 0,1 mm ve svislém směru. Druhým neméně důležitým předpokladem je tuhost aretace příčníku k vodícím sloupům tak, aby ani při dynamických testech nedošlo ke změně polohy příčníku.

V závislosti na těchto předpokladech bude třeba navrhnout tuhý příčník vhodné konstrukce, ať už obráběný z nějakého masivu, jako svařenec nebo jako odlitek.

2.1.3

2.1.3 Polohování příčníku

Výrobci testerů většinou používají pro polohování příčníků lineární servopohony nebo hydraulické válce, dále používají kuličkové nebo trapézové vodící šrouby a jsou k vidění i plynové vzpěry. Tyto varianty často používají v páru po stranách stroje tak, aby nedocházelo k zasekávání příčníku během jeho polohování a hlavně aby příčník byl pevně zaaretován a nedocházelo k jeho pohybu během probíhajících měření (testování). Kromě nákladnosti těchto variant je také nutné zajistit synchronní pohyb obou větví. Polohovacího zařízení pouze na jedné straně příčníku k vidění moc není, a to z důvodu buď nutnosti eliminace zaseknutí příčníku, nebo nemožnosti aretace příčníku pomocí pohonu.

U menších strojů, převážně domácí výroby, ale i u některých sériových strojů, je k vidění polohování příčníku pomocí lana s navijákem nebo řetězového převodu. Tyto varianty značně snižují finanční náklady na výrobu portálu.

2.1.4

2.1.4 Aretace příčníku

Pro aretaci příčníků se používají dvě základní možnosti. První z nich je dotažení každé strany příčníku šroubem a tím sevřít čelisti příčníku po stranách ke sloupům portálu. Druhou variantou je aretace samotného polohovacího zařízení portálu, které klade vyšší nároky na tuhost stroje, především pohonu, a zároveň zvyšuje celkové pořizovací náklady. Z finančních důvodů bude aretace příčníku směřovat směrem použití svěrných pouzder.

2.2

2.2 Cíl práce

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem portálu pro tester tlumičů. Tento portál musí být přizpůsoben pro montáž hydraulického pulsátoru značky Inova, který je zatím součástí starší konstrukční varianty portálu Gillop 1.4. Ten má značné nedostatky, které musí být novou konstrukcí portálu odstraněny a zároveň musí být brán ohled na výši finančních nákladů (cena portálu se nesmí blížit komerčním výrobkům, kde například portál od firmy INOVA s.r.o. stojí přes milion korun).

Hlavním cílem práce je konstrukce portálu s motoricky zvedaným příčníkem, který bude sloužit pro uchycení mechanismů zkoušených na pulsátoru INOVA s těmito parametry:

délka upínaných mechanismů:	**1400 mm**
zdvih testeru:	**150 mm**
zkušební síla:	**40 kN**
maximální frekvence:	**200 Hz**

Vedlejším cílem je přizpůsobení rámu, především rozměrově, pro umožnění měřit i jiné předměty než jsou tlumiče. Pro současný portál je vytvořeno měřicí zařízení pro měření vibroizolačních vlastností MR ventilů. Z toho důvodu je třeba nový rám zkonstruovat tak, aby toto zařízení bylo možno použít buď bez konstrukčního zásahu, nebo s minimálními úpravami.

Dílčí úkoly:

- návrh několika konstrukčních variant portálu
- návrh několika konstrukčních variant příčníku
- pevné a přesné usazení hydraulického pulsátoru v ose portálu
- zajistit rovnoběžnost a osovou vzdálenost sloupů portálu vůči ose hydraulického pulsátoru
- zabránit příčení a zasekávání portálu při polohování
- pohon portálu musí být samosvorný (příčník musí setrvat v nastavené poloze do doby, než se zaaretuje)
- navrhnout vhodnou a jednoduchou aretaci příčníku ke sloupům portálu
- analyzovat a pokusit se eliminovat vlastní frekvence stroje
- prvky motorického pohonu příčníku (lano, řetěz, kuličkové šrouby aj.) nesmí při provozu testeru vydávat žádný výrazný hluk

3

3 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

Z analýzy problému plyne, že návrh portálu, pro hydraulický pulsátor, je třeba rozdělit na několik samostatných konstrukčních celků, kde se každého konstrukčního celku bude týkat několik nejvhodnějších konstrukčních variant řešení. Na závěr každé kapitoly bude zhodnocení jednotlivých variant včetně cenového porovnání a výběru finální varianty, která bude zpracována v rámci konstrukčního řešení.

3.1

3.1 Sloupy portálu

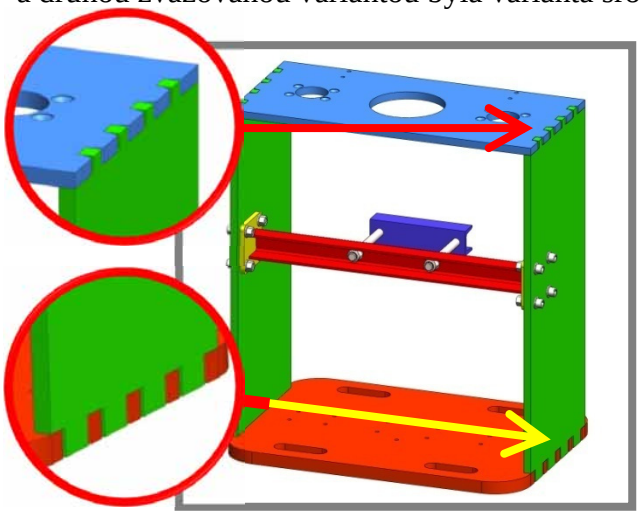
Prvním konstrukčním celkem a zároveň nejdůležitější a nejnákladnější součástí portálu, jsou jeho sloupy, po kterých se může pohybovat příčník. Jelikož příčník má být snadno polohovatelný po těchto sloupech, je z toho důvodu zvolen kruhový průřez tak, aby polohování bylo co nejsnadnější a zároveň byla snadná aretace příčníku v libovolné výškové poloze.

Jako polotovar sloupů je možné použít několik variant, které se liší jednak v geometrické přesnosti a jednak v ceně. Tyto varianty jsou podrobně rozebrány v podkapitole číslo *11.1 Polotovar vedení příčníků*, která je umístěna v kapitole *11. Seznam příloh*. Průměr sloupů je volen s ohledem na současné rozměry portálu, na potřebný kontaktní tlak ve svěrném pouzdře příčníku a hlavně na případnou implementaci valivého vedení. Současné sloupy jsou zhotoveny z „jeklu“ o rozměrech 60x60 mm a rozměry valivých vedení jsou odstupňována podle průměru vodících tyčí, viz tabulka číslo Tab. 16 v kapitole *11. Seznam příloh*. Kvůli absenci valivého vedení vyššího než 60 mm byl zvolen průměr sloupů 60 mm a polotovarem, s ohledem na cenu a zároveň použití valivých ložisek, jsou voleny broušené vodící tyče.

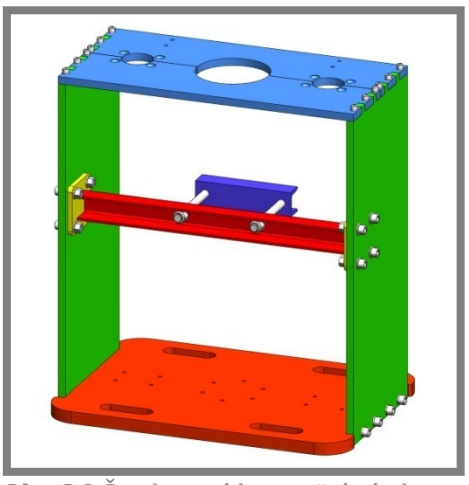
3.2

3.2 Základna portálu

Jako vhodné návrhy pro konstrukci základny byly zvažovány dvě hlavní provedení stojanu, prvním z nich byla svařovaná konstrukce se zámky a Y svary (viz Obr. 3.1), a druhou zvažovanou variantou byla varianta šroubovaná (viz. Obr. 3.2).



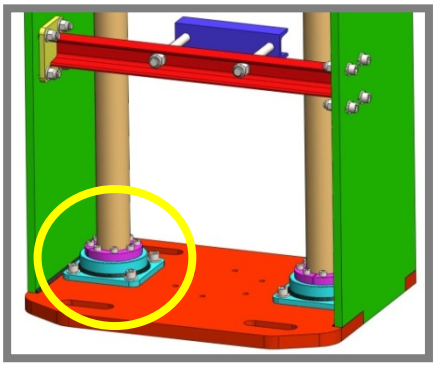
Obr. 3.1 Svařovaný koncepční návrh stojanu portálu



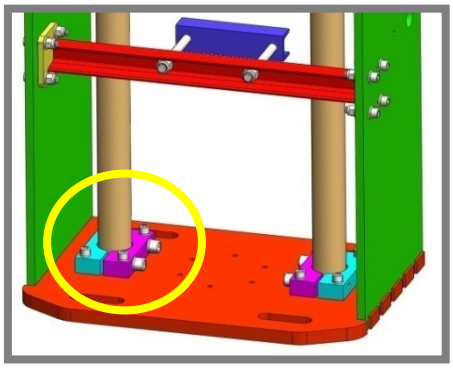
Obr. 3.2 Šroubovaný koncepční návrh stojanu portálu

S ohledem na jednoduchost výroby a eliminaci deformací vzniklých vlivem svařování, je zvoleno jako finální řešení šroubovaná varianta stojanu, a to ze spodního plechu o tloušťce 25 mm a z ostatních plechů (bočnice a stůl) o tloušťce 15 mm. Jak je vidět na obrázcích číslo Obr. 3.1 a Obr. 3.2, základna bude obsahovat stolek (modře), pro případné odložení věcí a zároveň pro horní upevnění vodících tyčí. To zvětší bezpečnost upevnění tyčí a zároveň částečně omezí vlastní frekvence portálu (modální analýza). Bočnice poslouží pro horní upevnění hydraulického pulsátoru pomocí horizontální příčky (červeně). Takto šroubovaná konstrukce stojanu výrazně usnadní montáž jednotlivých konstrukčních celků do jednoho a výrazně zjednoduší manipulaci s díly při jejich finálním usazování do přesných poloh vůči sobě.

Pro upevnění vodících tyčí k základně portálu bylo zvažováno použití svěrných pouzder (viz Obr. 3.3), ale z důvodu finančních nákladů (cena jednoho kusu svěrného pouzdra typu *TLK131 – 65x95* ***stojí 1 257,19 Kč vč. DPH***) byla tato varianta zavrhnuta a budou vyrobeny svěrná pouzdra vlastní výroby (viz. Obr. 3.4). Tato pouzdra budou obrobena z tyče čtvercového průřezu a otvory pro upevnění budou s větší vůlí tak, aby se daly tyče při montáži napolohovat v určitém rozsahu, čímž se docílí hladkého pohybu příčníku.



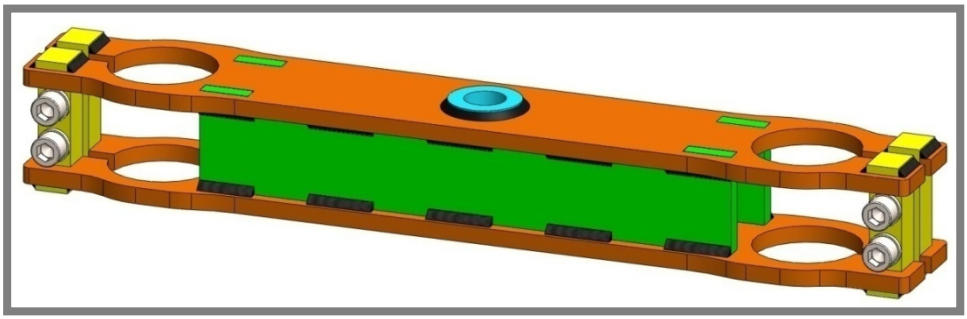
Obr. 3.3 Uložení vodících tyčí pomocí svěrných pouzder



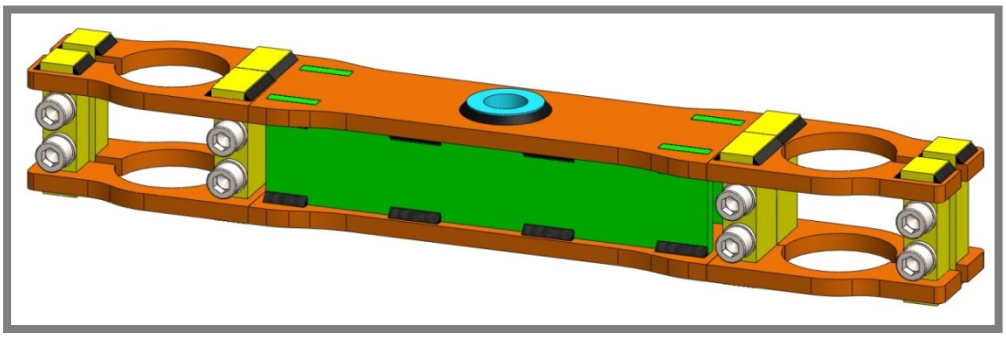
Obr. 3.4 Aretace vodících tyčí pomocí svěrných pouzder vlastní výroby

3.3 Příčník

V případě příčníku lze brát v úvahu tři hlavní výrobní postupy. Prvním z nich je konstrukce příčníku jako odlitku, nebo jako obrobku z kusu kovu anebo jako svařovaná konstrukce. Z cenového hlediska obráběný svarek vychází nejlaciněji a nejjednodušeji na výrobu. Dále jsou uvažovány dvě varianty provedení příčníku, jednou z nich je dělený příčník (viz Obr. 3.6), který usnadní jeho montáž a demontáž a druhou variantou je nedělený příčník (viz Obr. 3.5), který je jednodušší na výrobu. V případě použití obdobné konstrukce pro horní příčník, který pouze spojuje dva sloupy a který půjde snadno demontovat, bude výhodnější použit příčník nedělené konstrukce, čímž se zjednoduší jeho výroba a výrobní náklady se rovněž sníží.

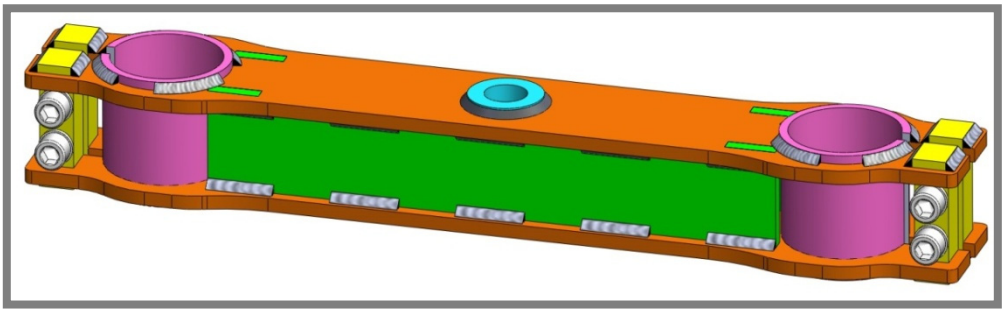


Obr. 3.5 Příčník nedělené konstrukce

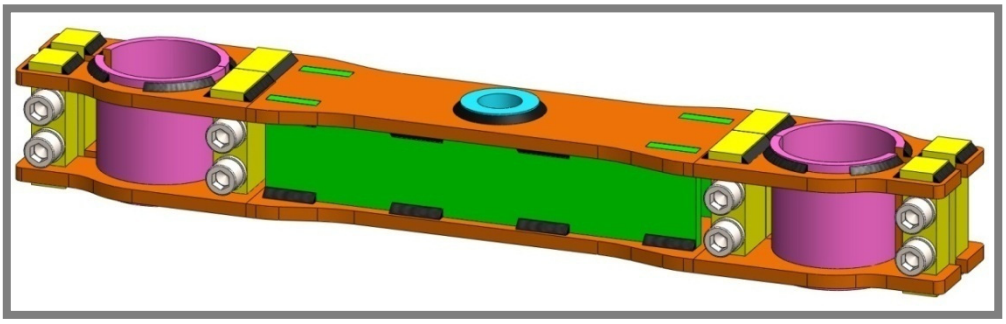


Obr. 3.6 Příčník dělené konstrukce

S ohledem na tuhost příčníku a minimální potřebný kontaktní tlak, vzniklý ve svěrných pouzdrech příčníku, je uvažováno vevaření trubky pro lepší rozložení kontaktního tlaku (viz Obr. 3.7 a Obr. 3.8), zároveň varianta s vevařenými trubkami je jednodušší na finální doobrobení, což by u variant bez vevařených trubek bylo, bez vhodných přípravků, složité.



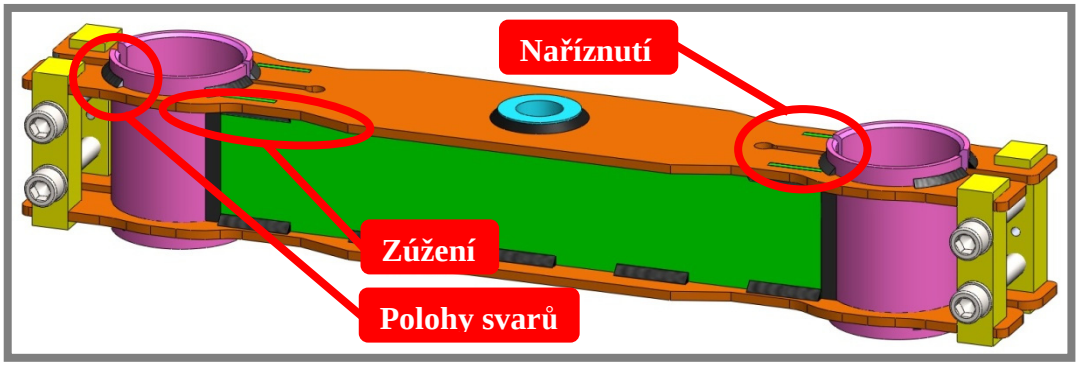
Obr. 3.7 Příčník nedělené konstrukce s vevařenými trubkami



Obr. 3.8 Příčník dělené konstrukce s vevařenými trubkami

V případě aretace příčníku bude uvažována pouze jedna varianta, a to dotažení (sevření) příčníku ke sloupům pomocí šroubů. Tato varianta je volena z důvodu jednoduchosti realizace bez výrazných dodatečných nákladů, které by byly kladeny na pohon polohování příčníku.

Na závěr bude třeba provést MKP analýzu jednotlivých variant s ohledem na deformaci a s ohledem na napětí především v místě svěrných pouzder. Také je třeba provést analýzu, zdali bude výhodné svěrné pouzdro nařezávat i uvnitř nebo tento prvek bude s ohledem na použití tlustých plechů zbytečný, stejně jako bude třeba určit nejvhodnější pozici svarů pro přivaření trubky, aby se svěrné pouzdro co nejlépe deformovalo. Místa možných úprav v závislosti na MKP analýzách jsou znázorněny na obrázku číslo Obr. 3.9.



Obr. 3.9 Znázornění míst možných konstrukčních úprav

3.4 Pohon příčníku

3.4

Příčníkem lze pohybovat spousty možnostmi, jak je uvedeno v kapitole *1. Přehled současného stavu poznání*. Tyto varianty jsou ve většině případů náročné jednak na výrobu, přesnost výroby a hlavně cenově (posuv ozubeným hřeben s převodovkou, hydraulické nebo pneumatické zvedání apod.). Ale jsou zde uvedeny i poměrně levnější varianty (řetězový převod, naviják atd.), které by se buď hodily pro řešenou aplikaci, nebo u kterých by se dalo inspirovat, a tím se pokusit o konstrukční návrh jiného způsobu polohování příčníkem. Zvažované varianty, ať už manuální nebo motorické, jsou následující:

3.4.1 Motorické polohování

3.4.1

Motorické polohování příčníku výrazně zvyšuje komfort při práci na stroji, ale na druhou stranu může méně či více zvýšit celkové pořizovací náklady. Při finálním výběru způsobu polohování příčníku proto bude vhodné se nezaměřovat pouze na pohony motorické, ale i na pohony manuální, které můžou vzhledem k nízké četnosti polohování příčníkem dostačovat. Z toho důvodu by konstrukce portálu měla být uzpůsobena oběma možnostem (motorizovaný pohon by bylo možné zrealizovat později).

3.4.1.1 Elektrický lanový naviják

3.4.1.1

Nejjednodušší konstrukční variantou může být zavěšení příčníku na laně. V případě, že by se ocelové lano k příčníku připojovalo pouze v případě polohování, váha lanka by žádným způsobem nevadila. Avšak v případě trvalého spojení lanka s příčníkem by kmitání ocelového lanka mohlo vydávat hluk, a proto by bylo vhodnější ocelové lanko vyměnit například za silon.

Jako pohonná jednotka pro navíjení lana by se dal použít běžně dostupný lanový naviják (viz Obr. 3.10), s nosností kolem 1000 kg nebo menší. Tyto navijáky

pro svůj provoz většinou potřebují zdroj 12 V a obsahují ovládání. ***Jejich cena se pohybuje kolem 1 749 Kč včetně DPH***. Na obrázku číslo Obr. 3.13 je znázorněno koncepční řešení daného pohonu.

Obr. 3.10 DRAGOW WINCH DWK 12 [45]

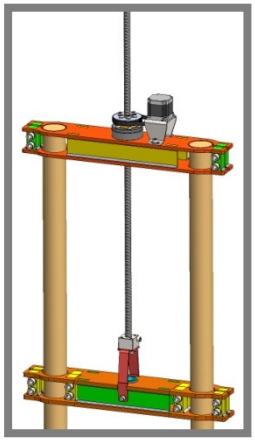
Kromě zavěšení na laně bylo zvažováno i zavěšení na cyklistickém řetězu, to by však konstrukčně bylo značně složité, především odkládání volné větvě řetězu tak, aby nezpůsobovala hluk při provozu stroje.

3.4.1.2

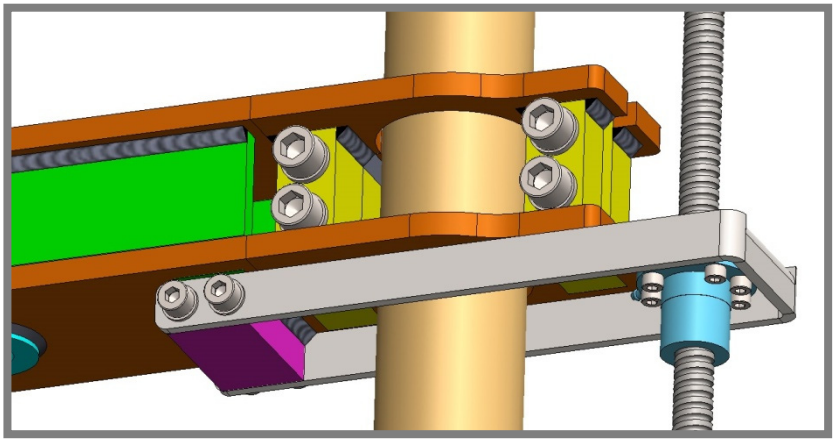
3.4.1.2 Kuličkový šroub / vodící šroub

Druhou a zároveň jednou z nejnákladnějších konstrukčních variant polohování příčníku je použití kuličkových šroubů. Poměrně lacinější alternativou tohoto způsobu polohován je použití vodících šroubů (trapézových šroubů). Obě varianty lze navrhnout buď s jedním vodícím prvkem uprostřed (viz Obr. 3.11) nebo dvěma vodícími prvky po krajích (viz Obr. 3.12). Jeden vodící prvek uprostřed by se musel vysouvat nad portál, což by výrazně zhoršovalo vlastní frekvence stroje a tyč by vibrovala. Tuto variantu nelze použít také z důvodu výrazného zvýšení celé konstrukce, která by zasahovala do stropu zkušebny. Druhou možností je použití dvou vodících prvků po stranách stroje, zde nejsme omezeni prostorem, pouze se zdvojnásobí náklady.

Při konstrukci by bylo třeba dbát na spojení a vymezení vůlí obou větví tak, aby obě větve byly synchronní a nedocházelo k zasekávání příčníku. Dále tyto pohony nejsou příliš vhodné z pohledu demontáže, což by mohlo vadit při montáži vibroizolační stolice pro testování MR ventilů.



Obr. 3.11 Vodící šroub uprostřed portálu



Obr. 3.12 Vodící šrouby po krajích portálu

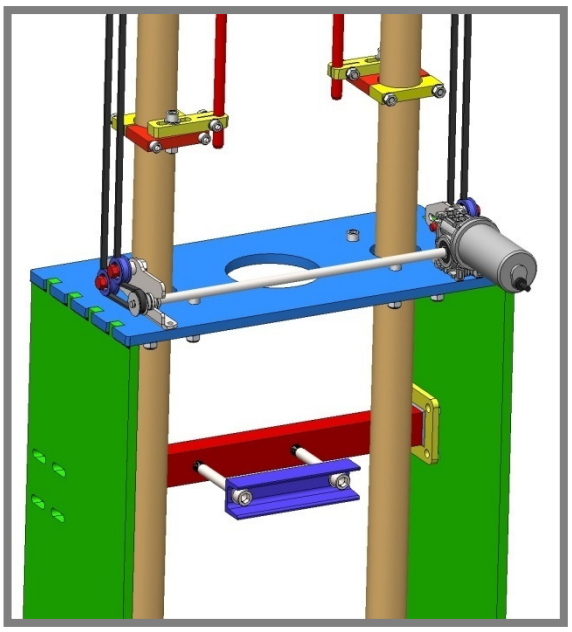
Řešená aplikace neklade žádné zvláštní požadavky na přesnost polohování, stačilo by použít trapézové vodící šrouby místo kuličkových šroubů. V tabulce číslo Tab. 1 jsou uvedeny ceny některých důležitých komponent.

Tab. 1 Cenové porovnání variant (zdroj CNC shop)

Typ	Komponenta	Cena [Kč] vč. DPH
Kuličkový šroub	Matice 12x4 mm	3 255 Kč
	Šroub 12x4 mm - 1000 mm	2 160 Kč
Trapézový šroub	Matice 12x3 mm	860 Kč
	Šroub TR 12x3 - 1000 mm	220 Kč

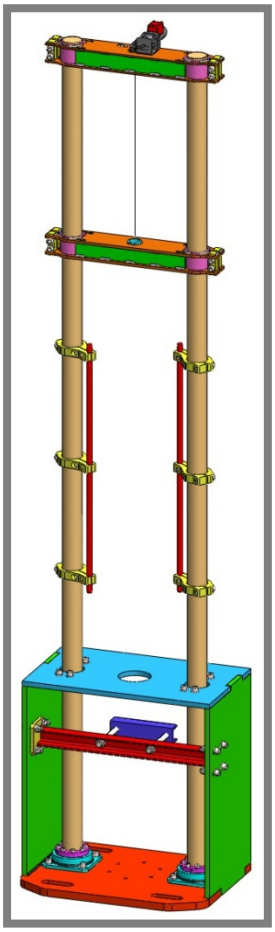
3.4.1.3 Ozubený řemen

Jako nejvhodnější varianta motorického pohonu se jeví použití řemenového převodu s ozubeným řemenem. Jednalo by se o dvě větve, každá na jedné straně, spojených jednou poháněnou osou zajišťující synchronní pohyb obou větví, podobně jako na obrázku číslo Obr. 3.13. Řemenový pohon by byl zkonstruován jako samostatný modul nebo jednoduché moduly, které by byly snadno demontovatelné.

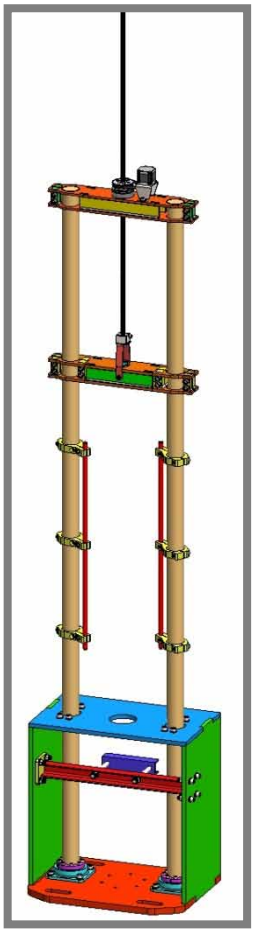


Obr. 3.13 Modul pohonu s ozubeným řemenem

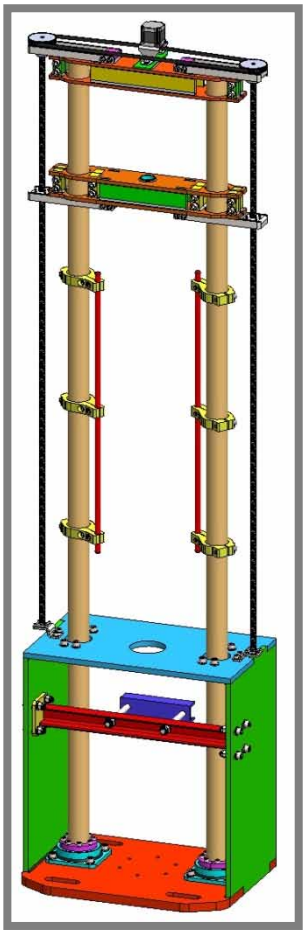
Na obrázcích číslo Obr. 3.14, Obr. 3.15, Obr. 3.16 a Obr. 3.17 jsou znázorněny uvažované varianty jednotlivých koncepčních řešení motorického polohování příčníku.



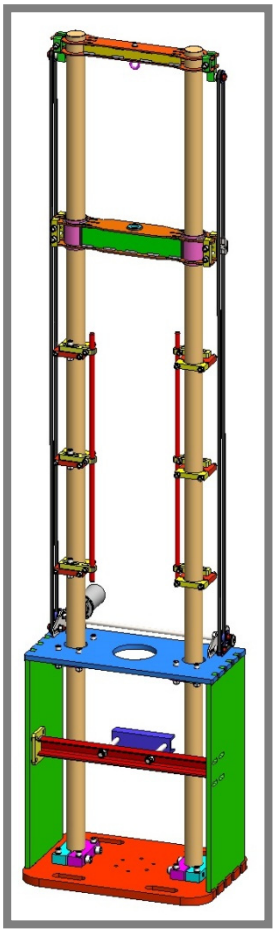
Obr. 3.14 Koncepční řešení s lanovým navijákem



Obr. 3.15 Koncepční řešení s jedním šroubem



Obr. 3.16 Koncepční řešení s dvěma šrouby



Obr. 3.17 Koncepční řešení s ozubeným řemenem

3.4.2

3.4.2 Manuální polohování

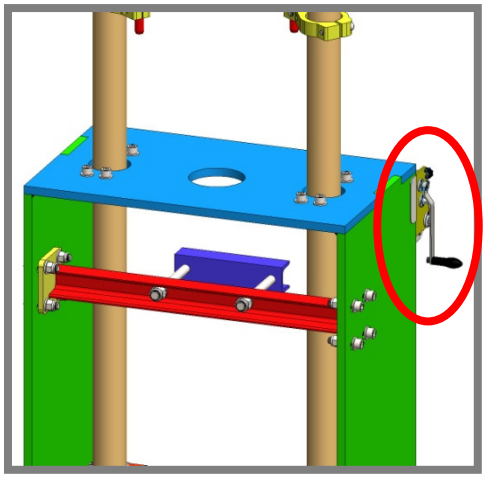
S ohledem na nízkou četnost polohování příčníku bude primárním polohovacím zařízením jedna z následujících manuálních variant, neboť tester v těžké laboratoři Ústavu konstruování není tak často využíván, jako jsou využívány profesionální stroje ve výrobních továrnách a jiných podobných provozech.

3.4.2.1

3.4.2.1 Manuální lanový naviják

Poměrně jednoduché a laciné řešení polohování příčníku je použití lanového navijáku podobně, jako je znázorněno na obrázku číslo Obr. 3.19. Jedná se o lanový naviják připevněný ke stojanu portálu a ocelové lano by bylo vedeno přes vršek portálu a dále přes kladku k příčníku (ocelové lanko lze nahradit například silonem). Rozvod lanka by nebylo jednoduché, musel by se použít bowden (lanovod), nebo několika kladek. Bowden by bylo třeba umístit a natvarovat tak, aby nedocházelo k výrazným pasivním odporům při polohování příčníku. Vhodným navijákem by mohl být například *ruční lanový naviják DRAGON WINCH DWK 12 (viz Obr. 3.18) s ocelovým lanem a nosností do 540 kg stojí* ***567,00 Kč včetně DPH***.

Obr. 3.18 Lanový naviják [46]



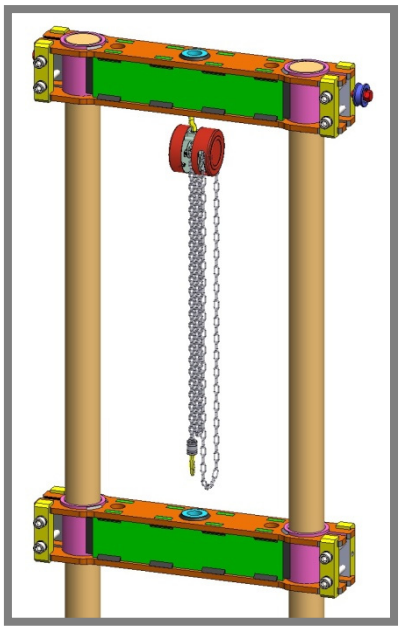
Obr. 3.19 Pohled na koncepční řešení s lanovým navijákem

Tento způsob polohování byl zpracován Bc. Davidem Smejkalem v jeho bakalářské práci, avšak nedošlo k jeho realizaci, neboť bylo rozhodnuto, že ruční polohování nebo polohování hydraulickým pulsátorem s připojeným tlumičem je dostačující [7].

3.4.2.2 Malá kladka nebo tzv. řetězová kočka (řetězový kladkostroj)

Jednoduchost, snadno demontovatelné, obdoba navijáku. Kočka je samosvorná, kladka není, proto připadá v úvahu pouze řetězový kladkostroj, viz Obr. 3.20 a Obr. 3.21. Vhodný by mohl být například *kladkostroj řetězový BRANO Z100, nosnost do 250 kg, řetěz 3 m stojí* ***5 487,35 Kč vřetně DPH (TEDOX).***

Obr. 3.20 Řetězový kladkostroj [47]

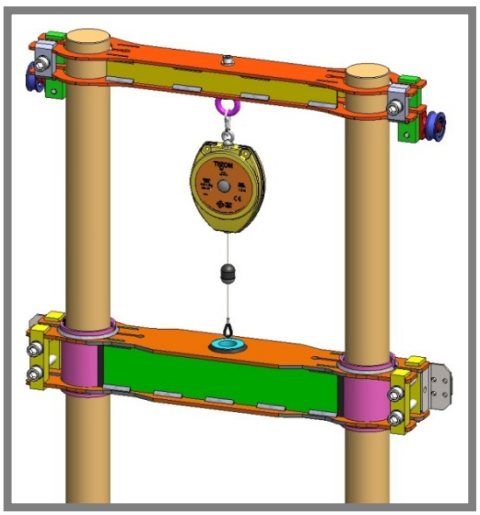


Obr. 3.21 Pohled na koncepční řešení s řetězovým kladkostrojem

3.4.2.3

3.4.2.3 Pružinový balancér

Pružinový balancér eliminuje / snižuje váhu příčníku (Obr. 3.22) a polohování je velmi snadné pouze rukou, dostatečný rozsah polohování (2,5 m), jsou dostupné modely pro různé nosnosti. Oproti řetězovému kladkostroji nemá pružinový balancér žádné jiné využití, řetězový kladkostroj lze z portálu sundat a použít i pro jinou aplikaci. Z toho důvodu se vyplatí investovat finance do řetězového kladkostroje. *Pružinový balancér TECNA s délkou lanka 2,5 m a nosností od 4 kg do 6 kg stojí* ***2 780 Kč včetně DPH.***

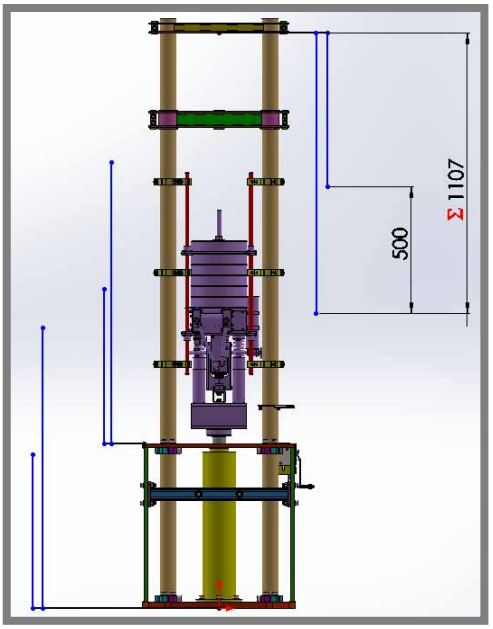


Obr. 3.22 Pružinový balancér

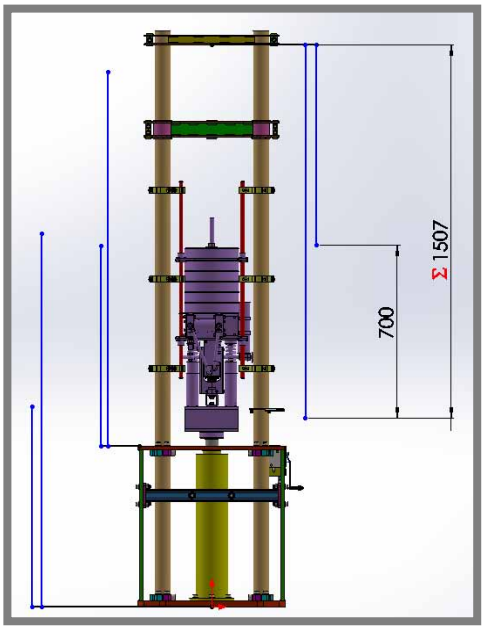
3.4.2.4

3.4.2.4 Plynová vzpěra

Plynová vzpěra je zajímavý konstrukční prvek pro polohování, kde zajistí rovněž eliminaci nebo snížení váhy příčníku podobně jako pružinový balancér. Jak následující schémata dokazují, rozsah mezi zataženou a roztaženou vzpěrou je pro naše použití nedostačující. Na obrázcích číslo Obr. 3.23 a Obr. 3.24 lze vidět dva druhy plynových vzpěr na třech různých místech upevnění. Řetězení vzpěr by nedostatek rozsahu nevyřešilo.

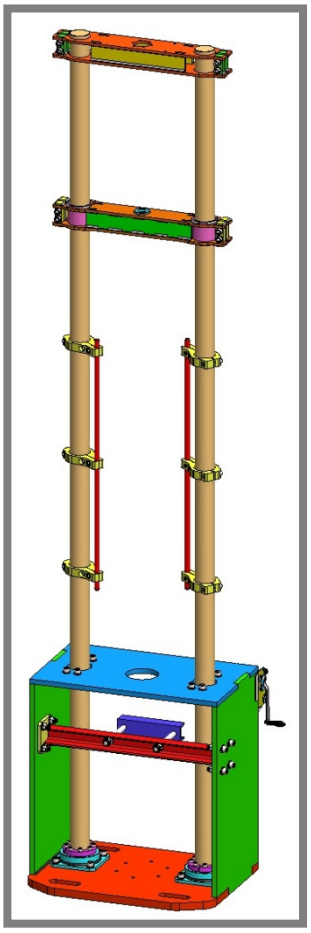


Obr. 3.23 Rozsah vzpěry 500 mm – 1107 mm

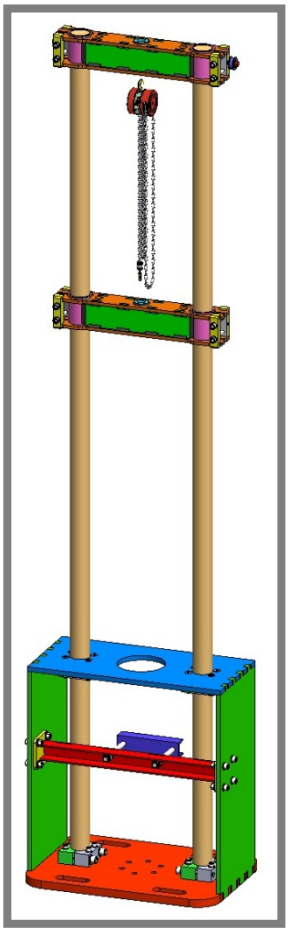


Obr. 3.24 Rozsah vzpěry 700 mm – 1507 mm

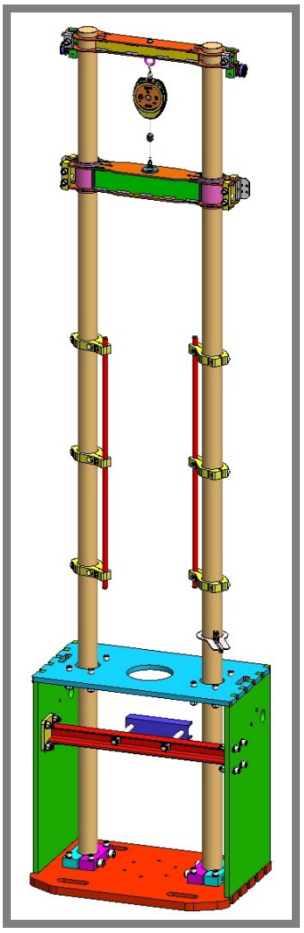
Na následujících obrázcích číslo Obr. 3.25, Obr. 3.26 a Obr. 3.27 jsou znázorněny varianty některých koncepčních řešení manuálního polohování příčníku.



Obr. 3.25 Koncepční řešení s manuálním lanovým navijákem



Obr. 3.26 Koncepční řešení s řetězovým kladkostrojem



Obr. 3.27 Koncepční řešení s pružinovým balancérem

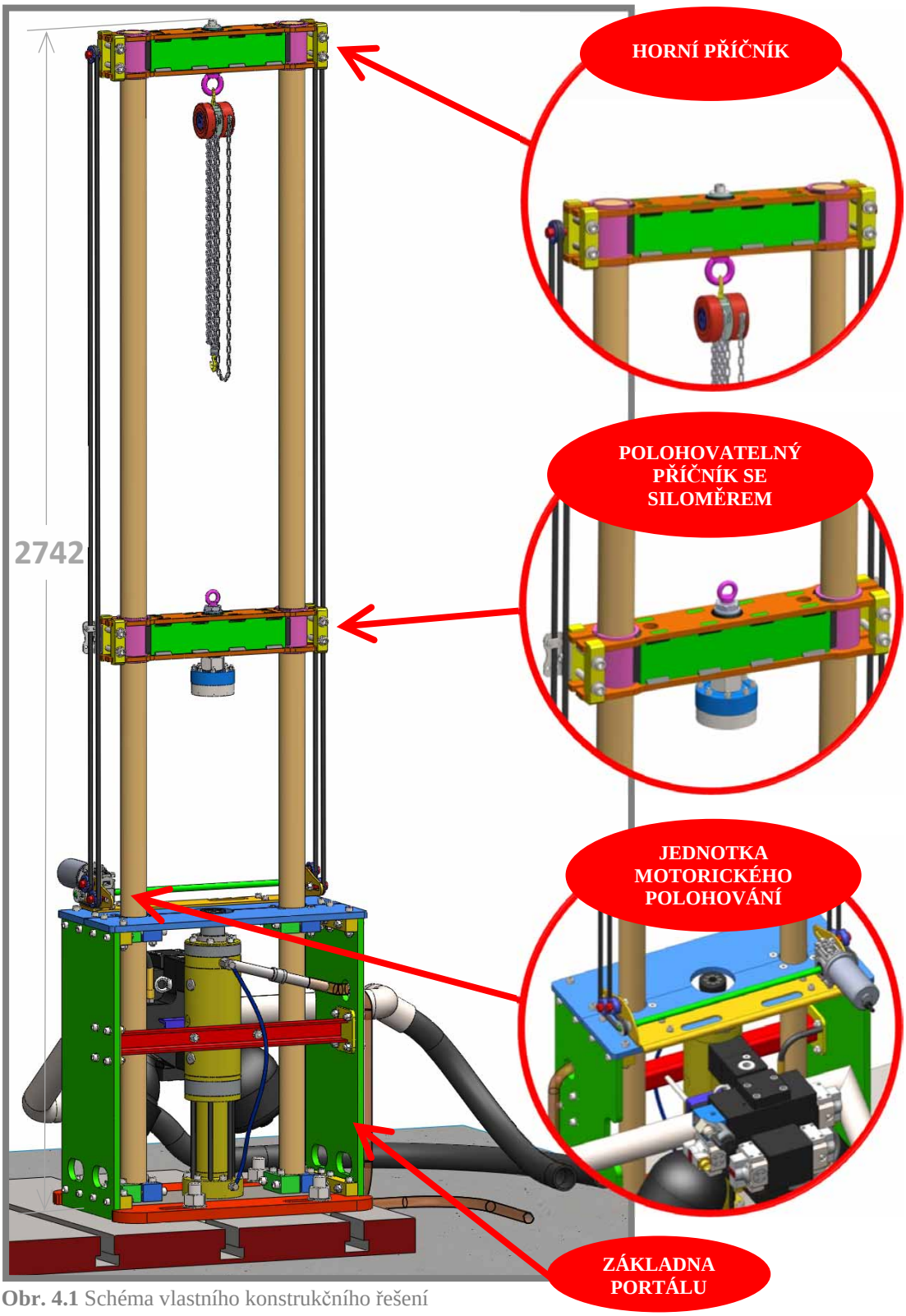
Jako nejvhodnější varianta primárního pohonu, tedy manuálního pohonu, se jeví použití řetězového kladkostroje s tím, že konstrukce portálu bude připravena na implementaci motorického pohonu, kterým bude ozubený řemen. Řetězový kladkostroj se bude snadno sundávat z portálu a snadno na něj přidělávat, v případě potřeby polohování s nějakým těžším tlumičem, a zároveň jej lze použít i při jiných činnostech. Příčník bude zavěšen vprostřed, za matici trnu, kde na první pohled se může zdát, že při nevyvážení může docházet k příčení a zasekávání příčníku, ale tento způsob zavěšení jsem testoval na portálu obdobné, ale menší konstrukce svých kolegů, kde příčník neměl nejmenší sklon k zasekávání (tolerance uložení h6/H11). Tudíž nevýhodu, v podobě zasekávání, manuálních polohovacích návrhů, netřeba brát v úvahu.

Z uvedených koncepčních návrhů je patrná jednoduchost portálové konstrukce, avšak z letitých zkušeností na Ústavu konstruování je takováto konstrukce dostačující. Umožňuje testování tlumičů, instalaci vibroizolační stolice pro testování MR ventilů a dále je možné ji různě upravovat a modifikovat. Některé uvedené kon-

cepční varianty jsou cenově nákladnější nabízející některé lepší vlastnosti nebo parametry, jiné varianty jsou zase lacinější a mají některé negativní vlastnosti. V rámci vlastního konstrukčního řešení bude třeba všechny tyto vlastnosti a parametry vzít v potaz a navrhnout vhodnou konstrukční variantu, která bude vhodným kompromisem mezi jednotlivými uvažovanými koncepčními návrhy jednotlivých konstrukčních celků.

4 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Tato kapitola se zabývá konstrukcí nového polohovatelného portálu pro hydraulický pulsátor Inova, kde budou použity konstrukční prvky, které vzešly z koncepčních řešení jako nejvhodnější. Tato kap. je rozdělena dle jednotlivých konstrukčních celků, v rámci kterých se řeší jednotlivé problémy daného celku. Na obrázku číslo Obr. 4.1 je k vidění schéma portálu s popisky a detaily jednotlivých konstr. celků.

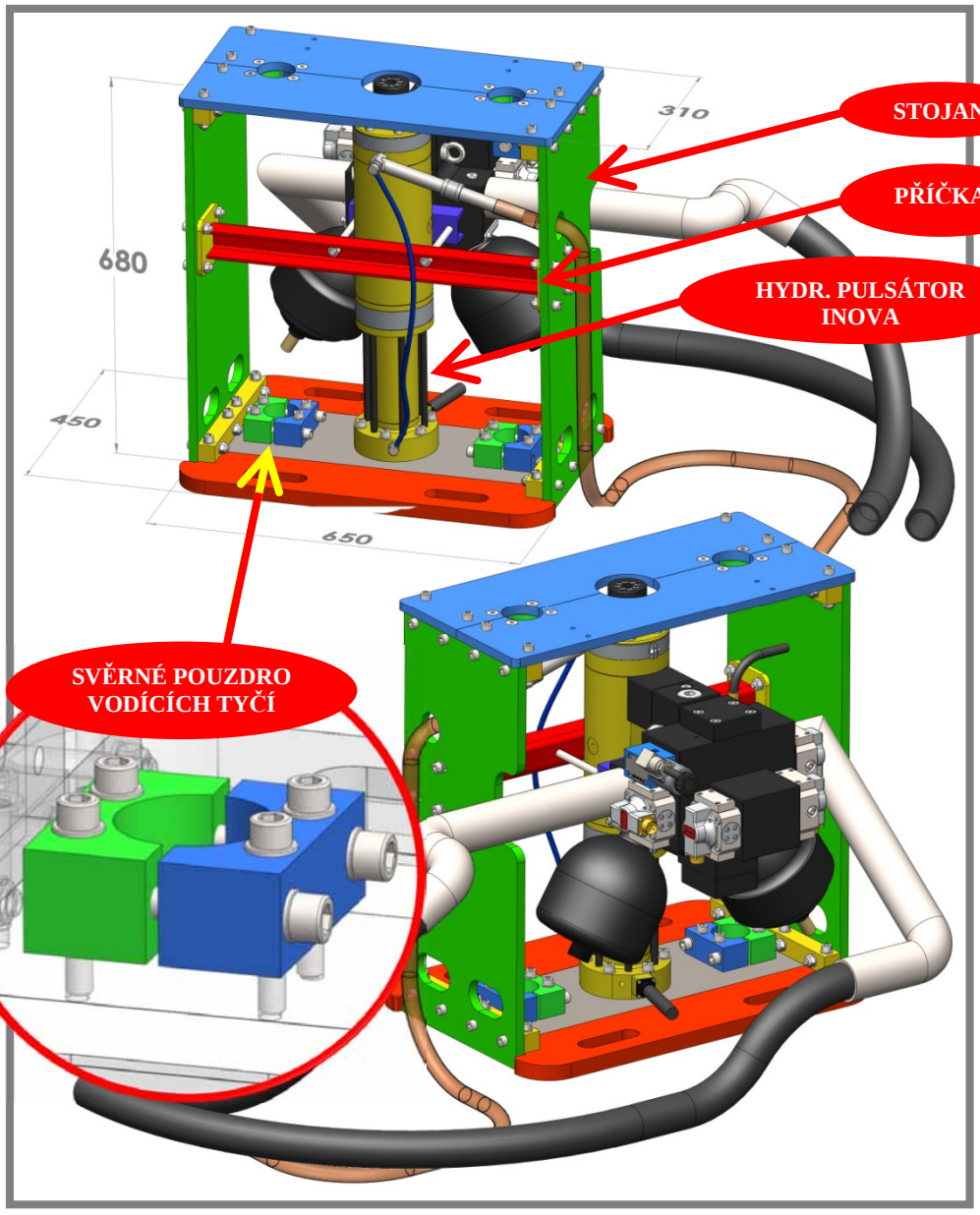


Obr. 4.1 Schéma vlastního konstrukčního řešení

4.1

4.1 Základna portálu

Prvním konstrukčním celkem je základna portálu, ve které je umístěn hydraulický pulsátor Inova a ve které budou uloženy sloupy tvořící portál s polohovatelným příčníkem. Následující schéma (Obr. 4.2) znázorňuje celkový pohled na základnu portálu s popisky a pohledy na jednotlivé detaily tohoto konstrukčního celku.



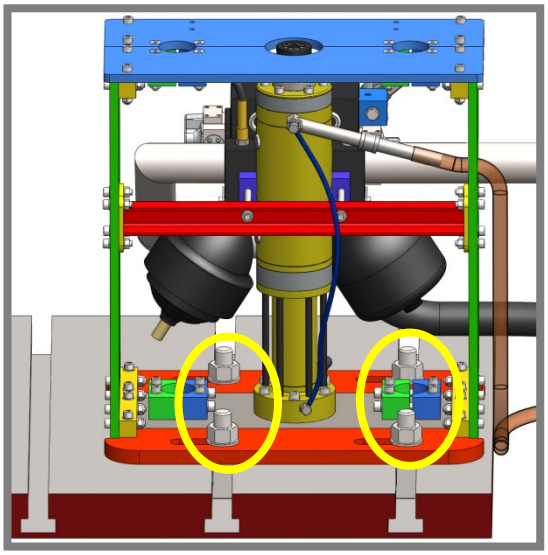
Obr. 4.2 Schéma základny portálu

4.1.1

4.1.1 Stojan

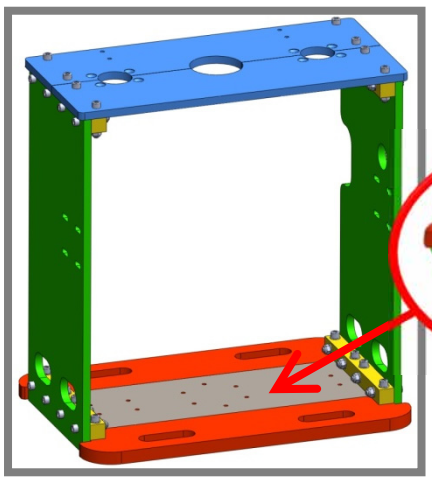
Stojan je základním konstrukčním prvkem portálové konstrukce a je opatřen několika různými otvory (montážními a technologickými), pomocí kterých se k němu přidělávají všechny ostatní díly a zároveň se do něj umisťuje hydraulický pulsátor INOVA. Jeho váha činí přibližně 110 kg.

Stojan je umístěn na montážní desce s T drážkami (viz Obr. 4.3), pomocí čtyř M30 šroubů, která je zabetonována v podlaze v těžké laboratoři ÚK.

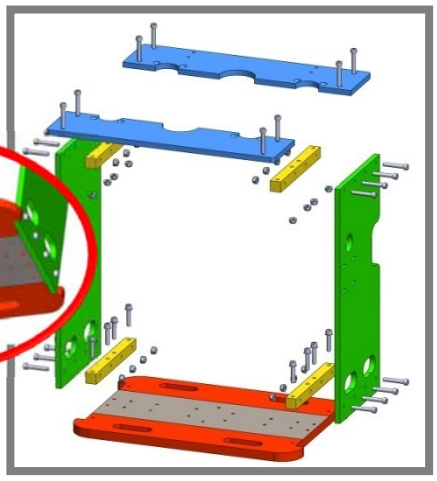


Obr. 4.3 Montáž základny na desku s T drážkami

Stojan je skříňového tvaru sešroubován z několika plechových dílců a čtyřhranných tyčí sloužící pro smontování (viz Obr. 4.4). Hlavní (oranžový) plech je z plechu o tloušťce 25 mm, kde spodek je srovnán obrobením a zároveň má obrobeny dosedací plochy shora i zespod, čímž došlo k zajištění rovnoběžnosti těchto ploch. Zbylé plechy mají tloušťku 15 mm. Horní plech slouží jednak jako pracovní stůl o rozměrech 650 mm x 310 mm a jednak slouží pro horní uchycení vodících tyčí (celkově jsou vodící tyče připevněny ve čtyřech místech, dvě místa na spodním plechu (hlavní plech) a dvě místa na horním (stolek). Stůl lze rozdělit na dvě části (viz Obr. 4.5), čímž je docíleno snadnější montáže jednotlivých konstrukčních celků do jednoho.



Obr. 4.4 Sestava stojanu



Obr. 4.5 Rozpad pohledu na stojan

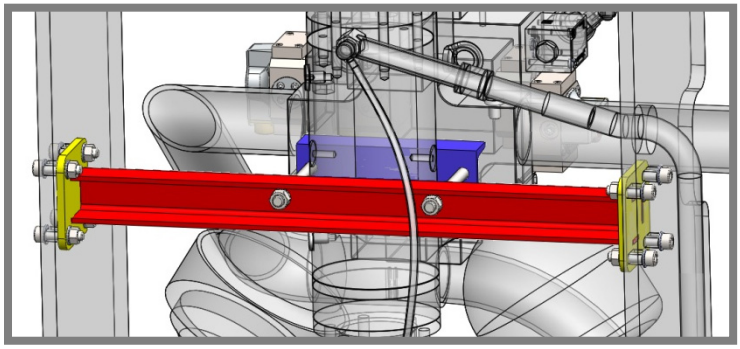
Všechny plechy jsou smontovány do jednoho celku pomocí čtyřhranů v každém z rohů, tím je zajištěna jednoduchost výroby a především možnost přesného ustavení dílců vůči sobě. Ve finální konstrukční variantě jsou ve spodním (oran-

žovém) plechu vyřezány M10 závity pro montáž svěrných pouzder vodících tyčí a pro montáž hydraulického pulsátoru.

4.1.2

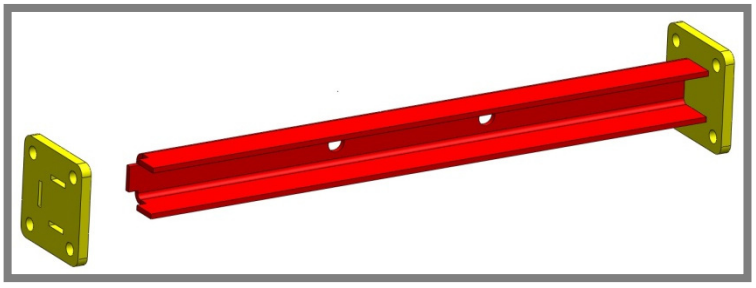
4.1.2 Příčka

Zkušenosti na současném portálu jsou takové, že připevnění hydraulického pulsátoru pouze u spodní příruby není dostatečné a dochází k jeho pohybu do stran, což se projeví v místě jeho horní části. Pohyb je sice nepatrný, ale dostatečný na to, aby ovlivnil naměřené výsledky. S cílem eliminovat tento pohyb, byla do staré konstrukce portálu přidána výztuha vyztužující pulsátor (na obrázku číslo Obr. 4.7 je vidět obdoba výztuhy u nového portálu).



Obr. 4.6 Umístění příčky ve stojanu

Příčka je svařená ze dvou plechových patek (žlutě) o tloušťce 8 mm a jednoho ohnutého plechu, o tloušťce 5 mm, se zámky na koncích (červeně), viz Obr. 4.8. Tato příčka je doplněna o dva šrouby a protikus z U profilu 50 mm (fialově). Tato sestava váží přibližně 5,5 kg.



Obr. 4.7 Rozložený pohled na příčku

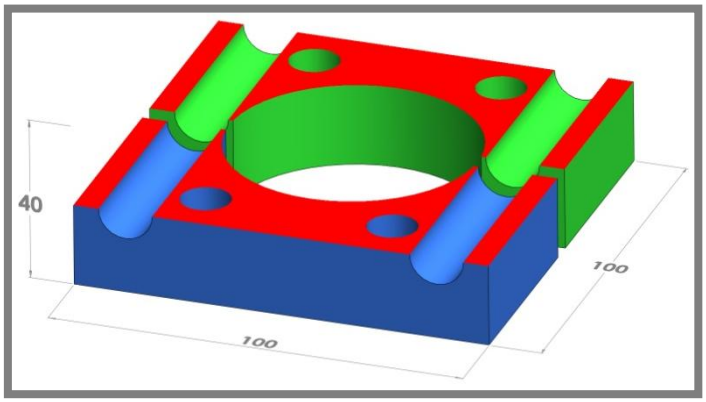
V bočnicích stojanu jsou vytvořeny podlouhlé montážní otvory, které umožní ustavení příčky do požadované polohy a její následnou aretací.

4.1.3

4.1.3 Svěrné pouzdro

Svěrné pouzdro je stejně důležitým dílem jako stojan, slouží pro připevnění broušených vodících tyčí ke stojanu portálu. Tento díl je vyroben z tyče čtvercového průřezu válcovaného za tepla o rozměrech 100 mm x 100 mm, celkově pro připevnění dvou vodících broušených tyčí jsou potřeba čtyři kusy, které jsou ke stojanu připevněny každý čtyřmi M10 šrouby (viz Obr. 4.2). Vprostřed upínky je obroben otvor o průměru 60 mm a následně je polotovar rozříznut na dvě poloviny. Svěrnou sílu mezi svěrným pouzdrem a broušenou vodící tyčí vyvíjí dva M12 šrouby s maticemi,

kde musí vytvořit potřebný kontaktní tlak. Jedno svěrné pouzdro váží přibližně 1,9 kg.



Obr. 4.8 Řez svěrným pouzdrem

Na obrázku číslo Obr. 4.8 je k vidění řez svěrným pouzdrem, kde je patrné umístění jednotlivých otvorů vůči sobě. Svislé otvory pro připevnění svěrného pouzdra ke stojanu jsou větší, než je předepsáno pro daný průměr šroubu, a to z důvodu, aby při spojení svěrného pouzdra s vodící tyčí bylo možné vodící tyče umístit vůči sobě tak, aby byly rovnoběžné a příčník se snadno pohyboval.

4.1.3.1

4.1.3.1 Analytický výpočet

Minimální kontaktní tlak mezi svěrným pouzdrem a broušenou vodící tyčí se určí následujícím analytickým výpočtem, a zároveň se stanoví vhodný typ šroubu a jeho potřebné minimální předpětí včetně minimálního utahovacího momentu, kterým jsou tyto šrouby třeba dotáhnout.

Výpočet je proveden pro jedno svěrné pouzdro obsahující dva šrouby ($n_1 = 2$) třídy pevnosti 8.8 ($R_m = 800\ MPa$, $R_e = 640\ MPa$). Hydraulický pulsátor působí maximální silou ve svislém (axiálním) směru, o velikosti $F_{puls} = 40\ kN$. Síla ve směru jednoho sloupu se tedy vypočte podle následujícího vztahu (1).

$$F_{1,puls} = \frac{F_{puls}}{x} = \frac{40\,000\ N}{2} = 20{,}000\ kN \qquad (1)$$

kde:

F_{puls}	N	- maximální axiální síla hydraulického pulsátoru
$F_{1,puls}$	N	- max. síla ve směru jedné vodící tyče
x		- počet sloupů

Kontakt těles je ocel na ocel, součinitel tření je uvažován f = 0,15, poté normálová síla na jeden svěrný spoj se vypočte podle následující rovnice (2).

$$F_{1,N,min} = \frac{\frac{F_{1,puls}}{y}}{f} = \frac{\frac{20\,000\ N}{2}}{0{,}15} = 66{,}667\ kN \qquad (2)$$

kde:

$F_{1,puls}$	N	- max. síla ve směru jedné vodící tyče
$F_{1,N,\ min}$	N	- normálová síla na jeden svěrný spoj svěrného pouzdra

y	- počet svěrných pouzder na 1 sloupu
f	- součinitel tření

Celková délka sevření sloupu jedním svěrným pouzdrem činí t_1 = 40 mm a průměr broušených vodících tyčí je D = 60 mm, proto je třeba v jednom svěrném spoji dosáhnout minimálního kontaktního tlaku o velikosti vypočtenou rovnicí (3):

$$p_{1,min} = \frac{F_{1,N}}{S_1} = \frac{F_{1,N}}{\pi \cdot t_1 \cdot D} = \frac{66\,667\ \text{N}}{\pi \cdot 40\ \text{mm} \cdot 60\ \text{mm}} = 8{,}842\ \text{MPa} \qquad (3)$$

kde:

$p_{1,min}$	MPa	- minimální kontaktní tlak ve svěrném spoji svěrného pouzdra
$F_{1,N}$	N	- normálová síla na jeden svěrný spoj svěrného pouzdra
S_1	mm^2	- plocha sevření svěrným pouzdrem
t_1	mm	- výška svěrného pouzdra
D	mm	- průměr broušených tyčí

Skutečná plocha svěrného pouzdra, vzniklá rozříznutím na dva kusy, je S_1 = 7139,358 mm^2. Skutečný min. tlak v kontaktu se tedy určí ze vztahu (4).

$$p_{1,min} = \frac{F_{1,N}}{S_1} = \frac{66\,667\ \text{N}}{7139{,}358\ \text{mm}^2} = 9{,}338\ \text{MPa} \qquad (4)$$

$$\mathbf{p_D = 120\ MPa}$$

kde:

$p_{1,min}$	MPa	- minimální kontaktní tlak ve svěrném spoji svěrného pouzdra
$F_{1,N}$	N	- normálová síla na jeden svěrný spoj svěrného pouzdra
S_1	mm^2	- plocha sevření svěrným pouzdrem
p_D	MPa	- maximální dovolený tlak v kontaktu

Normálová síla na jeden svěrný spoj svěrného pouzdra se podělí počtem šroubů (n_1 = 2) a tím se stanoví minimální potřebné předpětí v jednom šroubu. To je vyjádřeno vztahem (5):

$$F_{1,min} = \frac{F_{1,N}}{n_1} = \frac{66\,667\ \text{N}}{2} = 33{,}333\ \text{kN} \qquad (5)$$

kde:

$F_{1,min}$	N	- minimální předpětí jednoho šroubu svěrného pouzdra
$F_{1,N}$	N	- normálová síla na jeden svěrný spoj svěrného pouzdra
n_1		- počet šroubů svěrného pouzdra

Pro určení průměru šroubu se nejprve určí tzv. výpočtový průřez šroubu (viz rovnice (6)) a z příslušných tabulek se zvolí nejbližší vyšší hodnota:

$$A_{S,1} = \frac{F_{1,min}}{0{,}75 \cdot R_e} = \frac{33\,333\ \text{N}}{0{,}75 \cdot 640\,000\,000\ \text{Pa}} = 69{,}444\ \text{mm}^2 \qquad (6)$$

Volíme $A_{S,1}$ = 84,3 mm^2 => **M12 8.8**

kde:

$F_{1,min}$	N	- minimální předpětí jednoho šroubu svěrného pouzdra
$A_{S,1}$	mm^2	- výpočtový průřez šroubu svěrného pouzdra
R_e	MPa	- mez kluzu

U jednoho svěrného pouzdra je třeba v každém šroubu vyvolat předpětí o velikosti $F_{1,min}$, což odpovídá při dotahování krouticímu momentu o velikosti získané z následujícího vztahu (7):

$$M_{1,min} = k \cdot F_{1,min} \cdot d_1 = 0{,}2 \cdot 33\,333\ N \cdot 12\ mm = 80\ N \cdot m \qquad (7)$$

kde:

$M_{1,min}$	Nm	- krouticí moment pro dotažení šroubu svěrného pouzdra
$F_{1,min}$	N	- minimální předpětí jednoho šroubu svěrného pouzdra
k		- součinitel pro výpočet krouticího momentu (k = 0,2)

Maximální hodnoty předpětí a utahovacího momentu, pro šroub M12 8.8, jsou dle rovnice (8) a (9) následující.

$$F_{12,max} = \frac{R_e \cdot \pi \cdot d_3^2}{4} = \frac{640\,000\,000\ Pa \cdot \pi \cdot 10{,}160^2\ mm}{4} = 51{,}887\ kN \qquad (8)$$

$$M_{12,max} = k \cdot F_{12,max} \cdot d_1 = 0{,}12 \cdot 51\,887\ N \cdot 12\ mm = 124{,}528\ N \cdot m \qquad (9)$$

kde:

$F_{12,max}$	N	- maximální síla předpětí šroubu M12 8.8
$M_{12,max}$	Nm	- maximální moment dotažení šroubu M12 8.8
d_1	mm	- velký průměr šroubu svěrného pouzdra
d_3	mm	- průměr šroubu pod závitem
k		- součinitel pro výpočet krouticího momentu (k = 0,2)
R_e	MPa	- mez kluzu

Bezpečnost, předepnutého šroubu silou $F_{1,min}$, vzhledem k meznímu stavu pružnosti, se stanoví kombinací vztahů (10) a (11):

$$\sigma_1 = \frac{4 \cdot F_{1,min}}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 33\,333\ N}{\pi \cdot 10{,}160^2\ mm} = 411{,}151\ MPa \qquad (10)$$

$$k_{1,MSP} = \frac{R_e}{\sigma_1} = \frac{640\,000\,000\ Pa}{411\,151\,000\ Pa} = 1{,}557 \qquad (11)$$

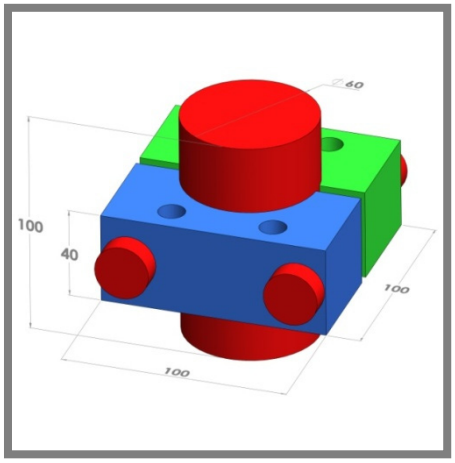
kde:

$F_{1,min}$	N	- minimální předpětí jednoho šroubu svěrného pouzdra
d_3	mm	- průměr šroubu pod závitem
R_e	MPa	- mez kluzu
σ_1	*MPa*	- napětí ve šroubu svěrného pouzdra
$k_{1,MSP}$		- bezpečnost šroubu svěrného pouzdra vzhledem k MSP

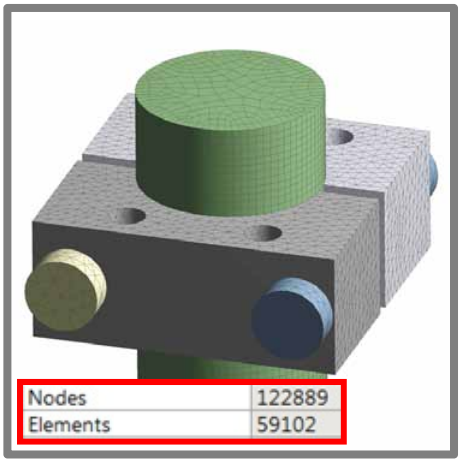
4.1.3.2

4.1.3.2 MKP analýza

Analytický výpočet svěrného pouzdra stanovil minimálním předpětí jednotlivých šroubů, které vytvoří potřebný minimální kontaktní tlak ve svěrném spoji mezi vodící tyčí a svěrným pouzdrem. Jelikož tento výpočet je orientační a skutečná kontaktní plocha není rovinného tvaru, ale tvaru válcovitého, bylo toto minimální předpětí šroubů ověřeno MKP analýzou. Pro výpočet byl použit počítačový program ANSYS Workbench Mechanical 17.1, do kterého byl importován zjednodušený 3D model svěrného uložení, viz Obr. 4.9 a Obr. 4.10.



Obr. 4.9 Zjednodušený model svěrného pouzdra



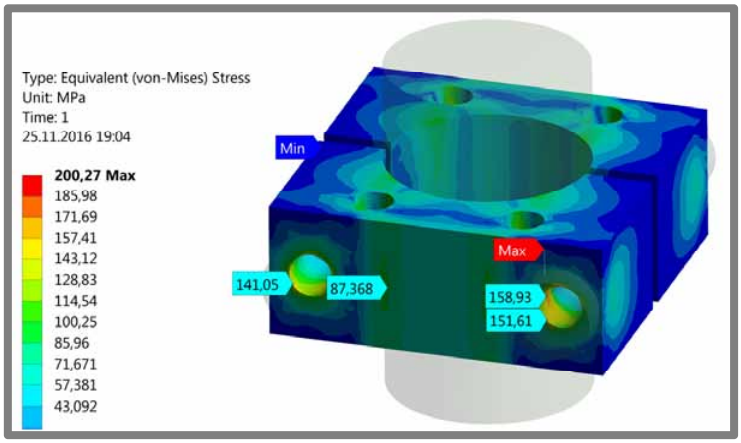
Obr. 4.10 Konečnoprvková síť svěrného pouzdra

Importovaný 3D model byl převeden na konečnoprvkovou síť, ve výpočtovém modulu *Static Structural*, s lokálním zjemněním a defaultním tvarem prvku. Následně byly stanoveny okrajové podmínky, první z nich bylo vetknutí vodící tyče na obou svých koncích a následně předepnutí obou šroubů silou $F_{1,min}$ = 33,4 kN. Před samotným spuštění řešiče byly vytvořeny reálné kontakty mezi jednotlivými tělesy, mezi svěrkami a vodícím pouzdrem bylo zaveden kontakt **frictional** a pod šrouby vazba **no-separation**. Úloha byla řešena jako nelineární se zadaným materiál S235JR s parametry viz Obr. 4.11.

	A	B	C
1	Property	Value	Unit
2	Density	7850	kg m^-3
3	Isotropic Elasticity		
4	Derive from	Young's Modulus ...	
5	Young's Modulus	2,1E+05	MPa
6	Poisson's Ratio	0,3	
7	Bulk Modulus	1,75E+11	Pa
8	Shear Modulus	8,0769E+10	Pa
9	Bilinear Isotropic Hardening		
10	Yield Strength	235	MPa
11	Tangent Modulus	1450	MPa

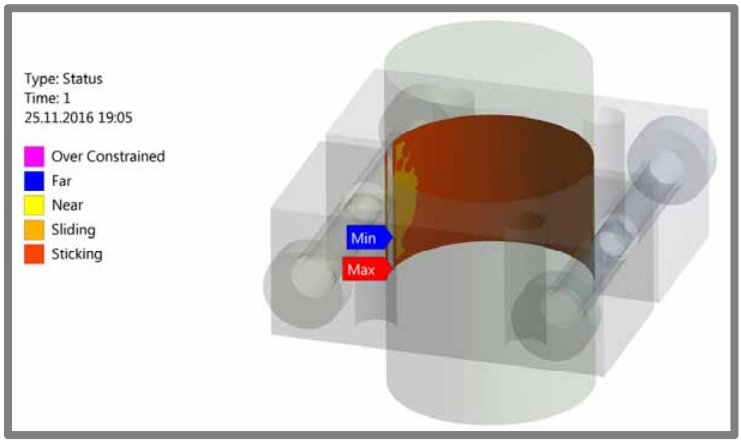
Obr. 4.11 Parametry nelineárního materiálu

Po skončení výpočtu byly vykresleny následující výsledky, těmi jsou redukované napětí (Obr. 4.12), stav kontaktu (Obr. 4.13) a průběh kontaktního tlaku na kontaktní ploše mezi svěrným pouzdrem a vodící tyčí (Obr. 4.14).

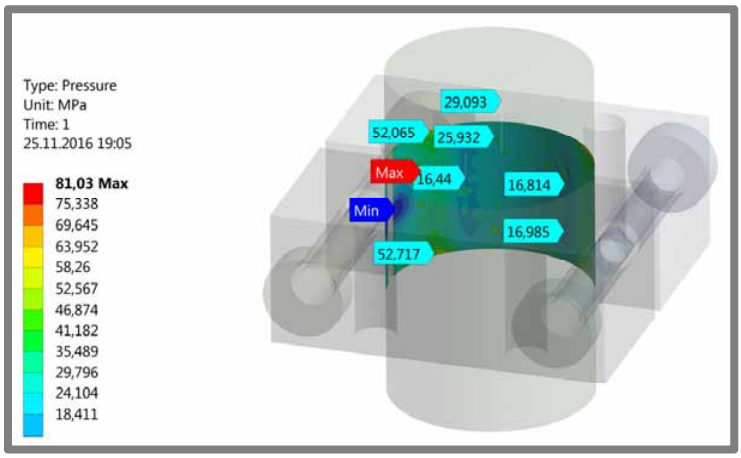


Obr. 4.12 Průběh redukovaného napětí svěrným pouzdrem

Na obrázku číslo Obr. 4.13 je vidět průběh napětí svěrným pouzdrem, kde napětí v součásti je hluboko pod mezí kluzu materiálu (S235JR, R_e = 225 MPa). Špičky napětí jsou pouze v místech kontaktu šroubu s tělesem svěrného pouzdra.



Obr. 4.13 Stav kontaktu svěrného pouzdra na vodící tyči



Obr. 4.14 Průběh kontaktního tlaku svěrného pouzdra

Jak je vidět na obrázku číslo Obr. 4.13, ke kontaktu těles dochází téměř na celé ploše. Obrázek číslo Obr. 4.14 znázorňuje průběh kontaktního tlaku na této ploše, hodnoty kontaktních tlaků ve všech uzlech konečnoprvkové sítě byly exportovány a následně byl proveden aritmetický průměr těchto hodnot. Vypočtený minimální tlak včetně reálného tlaku dosaženého MKP výpočtem jsou uvedeny v tabulce číslo Tab. 2.

Tab. 2 Srovnání kontaktních tlaků svěrného pouzdra

Minimální tlak [MPa]	9,338
Průměrný tlak [MPa]	26,055
Bezpečnost sevření	**2,80**

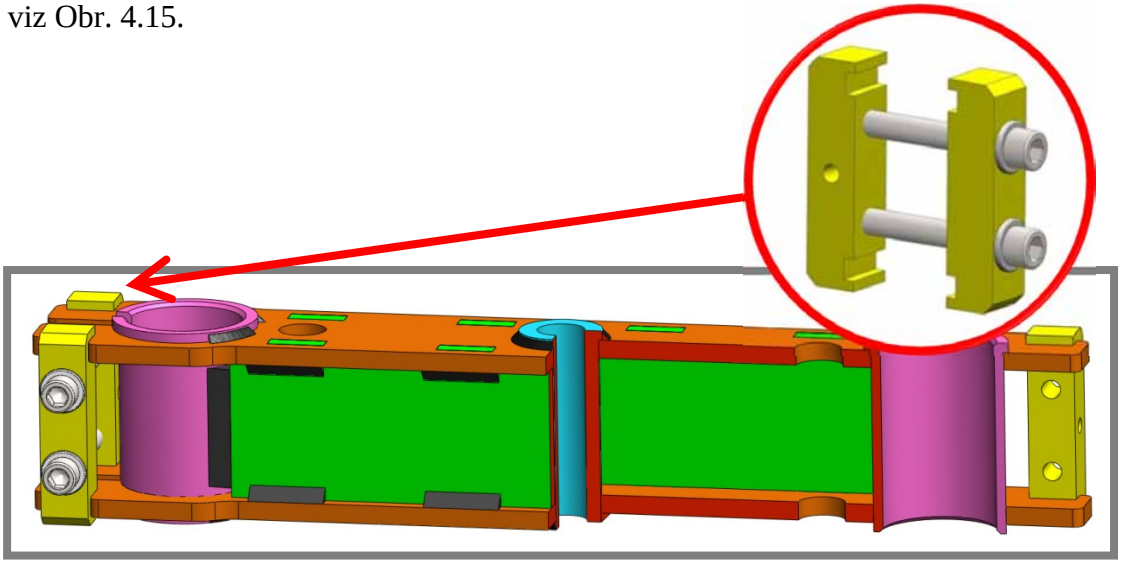
Z této tabulky je patrné, že předepnutím šroubů na hodnotu $F_{1,min}$ = 33,4 kN, dosáhneme téměř trojnásobné hodnoty kontaktního tlaku, než je potřebný minimální, aniž by došlo k výraznému přiblížení k meznímu stavu pružnosti materiálu svěrného pouzdra. Rozdíl těchto tlaků je způsoben obecným analytickým výpočtem, který počítá s rovinnou plochou, zatímco skutečná plocha je válcová.

Svěrné pouzdro primárně slouží ke spojení vodících tyčí se stojanem portálu, k této činnosti jsou potřeba celkem 4 kusy. Dále se tento prvek využije jako pomocné upevňovací body na vodících tyčích, například pro přichycení vzpěrných tyčí eliminujících vibrace. Z tohoto důvody se svěrná pouzdra vyrobí v celkovém počtu minimálně šesti kusů

4.2

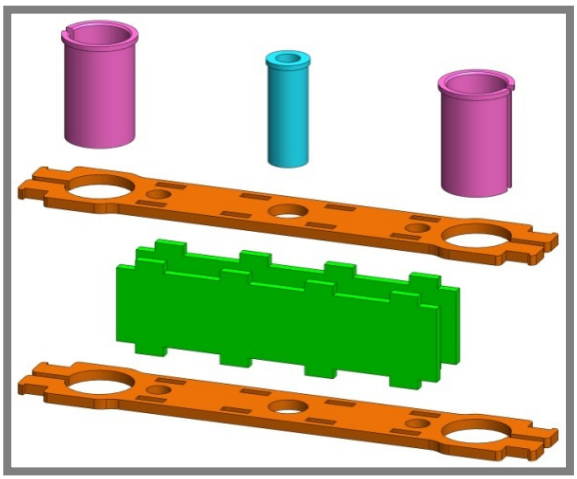
4.2 Příčník

Příčník je připevněn na dvou svisle uložených broušených vodících tyčích a zároveň slouží jako horní upínací bod pro testované předměty (tlumiče, vzorky, aj.), viz schéma Obr. 4.1. Po svých stranách obsahuje dvě vodící trubky, pro zvýšení tuhosti a pro dosažení lepšího rozložení kontaktního tlaku ve spoji, které jsou součástí svěrných pouzder. Tato svěrná pouzdra jsou svírána pomocí svorek (žlutě) viz Obr. 4.15.



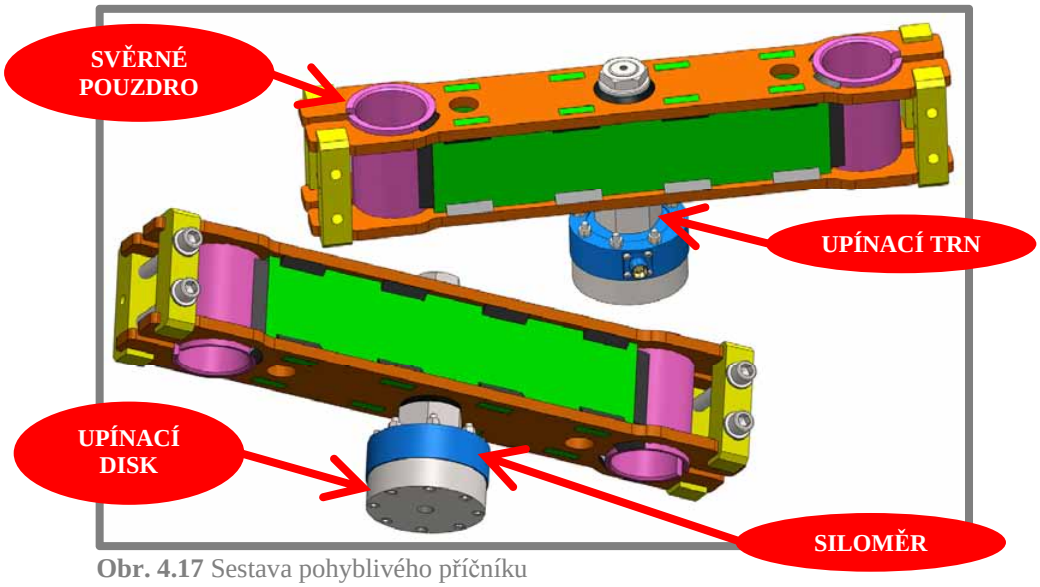
Obr. 4.15 Celkový pohled na konstrukci příčníku

Jedná se o robustní a tuhou svařovanou konstrukci tak, aby docházelo k minimálním vlastním deformacím, čímž se eliminují chyby vnášené do výsledků měření. Hlavními prvky jsou vypálené plechy o tloušťce 10 mm, do kterých jsou vloženy 2 vodící trubky a jedna trubka pro uložení trnu siloměru. Tato sestava sedmi dílců (viz Obr. 4.16) je následně svařena a obrobena dle požadavků v přiložené výkresové dokumentaci.



Obr. 4.16 Jednotlivé díly svařence příčníku

Svěrná pouzdra po stranách svařence příčníku se opatří čtyřmi M12 šrouby, aby bylo možné příčník vložit do portálu a pevně připevnit k broušeným vodícím tyčím. Poté se do středové trubky umístí trn, na který se následně připevní siloměr s upínacím diskem, tato sestava je znázorněna na obrázku číslo Obr. 4.17. Příčník je také možno připevnit k jednotce polohování, která bude rozebrána v další kapitole.



Obr. 4.17 Sestava pohyblivého příčníku

Stejná konstrukce příčníku (bez siloměru) je použita pro spojení vodících tyčí na jejich horním konci, čímž dojde k vytvoření portálové konstrukce (viz Obr. 4.28), a kde zároveň bude sloužit pro případnou montáž prvků umožňující polohování příčníku.

4.2.1

4.2.1 Analytický výpočet

Analytickým výpočtem, stejně jako u svěrného pouzdra, se stanoví minimální potřebný kontaktní tlak mezi svěrnými pouzdry příčníku a broušenými vodícími tyčemi, a zároveň lze určit velikost šroubů včetně jejich minimálního předpětí a utahovacího momentu, kterým je třeba tyto šrouby dotáhnout.

Výpočet je proveden pro jednu stranu příčníku (jedno svěrné pouzdro obsahující dva šrouby, $n_2 = 2$) třídy pevnosti 8.8 ($R_m = 800\ MPa$, $R_e = 640\ MPa$). Hydraulický pulsátor působí maximální silou ve svislém (axiálním) směru, o velikosti $F_{puls} = 40\ kN$ a měřící zařízení umístěné na příčníku nepřesáhne váhu $m_2 = 50$ kg. Síla ve směru jednoho sloupu se tedy vypočte podle vztahu (12) a gravitační síla způsobená měřící aparaturou vztahem (13).

$$F_{2,puls} = \frac{F_{puls}}{x} = \frac{40\ 000\ N}{2} = 20{,}000\ kN \qquad (12)$$

$$F_G = m_2 \cdot g = 50\ kg \cdot g = 490{,}332\ N \qquad (13)$$

kde:

x		- počet sloupů
m_2	kg	- maximální hmotnost měřicí techniky na příčníku
$F_{2,puls}$	N	- ax. síla puls. ve směru jedné vodící tyče na polovině příčníku
F_G	N	- síla od váhy měřicí techniky
g	mm/s^2	- gravitační zrychlení

Kontakt těles je ocel na ocel, součinitel tření je uvažován f = 0,15, poté normálová síla na jeden svěrný spoj se vypočte podle následující rovnice (14).

$$F_{2,N} = \frac{F_{2,puls} + \frac{F_G}{2}}{f} = \frac{20\ 000\ N + \frac{490{,}332\ N}{2}}{0{,}15} = 134{,}968\ kN \qquad (14)$$

kde:

m_2	kg	- maximální hmotnost měřicí techniky na příčníku
$F_{2,puls}$	N	- ax. síla puls. ve směru jedné vodící tyče na polovině příčníku
F_G	N	- síla od váhy měřicí techniky
$F_{2,N}$	N	- normálová síla na jeden svěrný spoj příčníku

Celková délka sevření sloupu jedním svěrným pouzdrem činí $t_2 = 101$ mm a průměr broušených vodících tyčí je D = 60 mm, proto je třeba v jednom svěrném spoji dosáhnout minimálního kontaktního tlaku o velikosti vypočtenou rovnicí (15):

$$p_{2,min} = \frac{F_{2,N}}{S_2} = \frac{F_{2,N}}{\pi \cdot t_2 \cdot D} = \frac{134\ 968\ N}{\pi \cdot 101\ mm \cdot 60\ mm} = 7{,}089\ MPa \qquad (15)$$

kde:

$F_{2,N}$	N	- normálová síla na jeden svěrný spoj příčníku
t_2	mm	- výška plochy sevřenou příčníkem
S_2	mm^2	- plocha sevřená příčníkem na jedné vodící tyči
$p_{2,min}$	MPa	- minimální kontaktní tlak v jednom svěrném spoji příčníku
D	mm	- průměr vodících tyčí

Skutečná plocha sevření příčníkem, vzniklá nařízutím trubky, je S_2 = 17517,730 mm^2. Skutečný min. tlak v kontaktu se tedy získá ze vztahu (16).

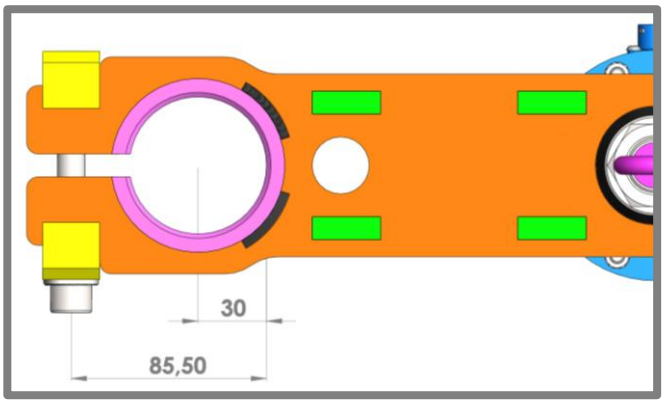
$$p_{2,min} = \frac{F_{2,N}}{S_2} = \frac{134\,968\ \text{N}}{17\,517{,}730\ \text{mm}^2} = 7{,}489\ \text{MPa} \qquad (16)$$

$$\mathbf{p_D = 120\ MPa}$$

kde:

$F_{2,N}$	N	- normálová síla na jeden svěrný spoj příčníku
S_2	mm^2	- plocha sevřená příčníkem na jedné vodící tyči
$p_{2,min}$	MPa	- minimální kontaktní tlak v jednom svěrném spoji příčníku
p_D	MPa	- maximální dovolený tlak v kontaktu

Normálová sílu na jeden svěrný spoj příčníku $F_{2,N}$ se podělí počtem šroubů a tato síla se pomocí silové a momentové rovnováhy přenese do místa šroubů (viz Obr. 4.18) na příčníku. Tím se určí minimální potřebné předpětí v jednom šroubu. Vzdálenost l_1 = 30 mm a vzdálenost l_2 = 85,5 mm. Tento krok je vyjádřen vztahem (17):



Obr. 4.18 Vzdálenosti na svěrném pouzdru příčníku

$$F_{2,min} = \frac{\frac{F_{2,N}}{n_2} \cdot l_1}{l_2} = \frac{\frac{134\,968\ \text{N}}{2} \cdot 30\ \text{mm}}{85{,}5\ \text{mm}} = 23{,}679\ \text{kN} \qquad (17)$$

kde:

$F_{2,N}$	N	- normálová síla na jeden svěrný spoj příčníku
l_1	mm	- kratší vzdálenost k bodu rotace
l_2	mm	- delší vzdálenost k bodu rotace
n_2		- počet šroubů svěrného pouzdra jedné strany příčníku
$F_{2,min}$	N	- min. předpětí jednoho šroubu svěrného pouzdra příčníku

Pro určení průměru šroubu se nejprve stanoví tzv. výpočtový průřez šroubu (viz rovnice (18)) a z příslušných tabulek se zvolí nejbližší vyšší hodnota:

$$A_{S,2} = \frac{F_{2,min}}{0{,}75 \cdot R_e} = \frac{23\,679\ \text{N}}{0{,}75 \cdot 640\,000\,000\ \text{Pa}} = 49{,}330\ \text{mm}^2 \qquad (18)$$

kde:

$F_{2,min}$	N	- min. předpětí jednoho šroubu svěrného pouzdra příčníku
R_e	MPa	- mez kluzu
$A_{S,2}$	mm^2	- výpočtový průřez šroubu svěrného pouzdra příčníku

Dle výpočtu (18) by stačilo, pro vyvinutí minimální kontaktního tlaku, použít šroub s nejbližším vyšším výpočtovým průřezem $A_{S,2}$ = 58 mm^2, což je šroub velikosti M8 8.8. Přesto je třeba uvažovat, že kontaktní tlak bude muset být, s ohledem na bezpečnost sevření, několikanásobně vyšší, čímž bude třeba šrouby předepínat většími silami a zároveň závit M8 není nijak zvlášť složité poškodit častějším dotahováním. Z toho důvodu se volí výpočtový průřez $A_{S,2}$ = 84,3 mm^2 => **M12 8.8**

U jednoho svěrného pouzdra příčníku je třeba v každém šroubu vyvolat předpětí o velikosti $F_{2,min}$, což odpovídá při dotahování krouticímu momentu o velikosti získané z následujícího vztahu (19):

$$M_{2,min} = k \cdot F_{2,min} \cdot d_2 = 0{,}2 \cdot 23\,330\ \text{N} \cdot 12\ \text{mm} = 56{,}829\ \text{N} \cdot \text{m} \qquad (19)$$

kde:

$F_{2,min}$	N	- min. předpětí jednoho šroubu svěrného pouzdra příčníku
d_2	mm	- velký průměr šroubu svěrného pouzdra příčníku
k		- součinitel pro výpočet krouticího momentu (k = 0,2)

Maximální hodnoty předpětí a utahovacího momentu, pro šroub M12 8.8, jsou vypočteny rovnicemi (8) a (9). Bezpečnost, předepnutého šroubu silou $F_{1,min}$, vzhledem k meznímu stavu pružnosti určíme kombinací vztahů (10) a (11):

$$\sigma_2 = \frac{4 \cdot F_{2,min}}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 23\,330\ \text{N}}{\pi \cdot 10{,}160^2\ \text{mm}} = 292{,}064\ \text{MPa} \qquad (20)$$

$$k_{2,MSP} = \frac{R_e}{\sigma_2} = \frac{640\,000\,000\ \text{Pa}}{292\,064\,000\ \text{Pa}} = 2{,}191 \qquad (21)$$

kde:

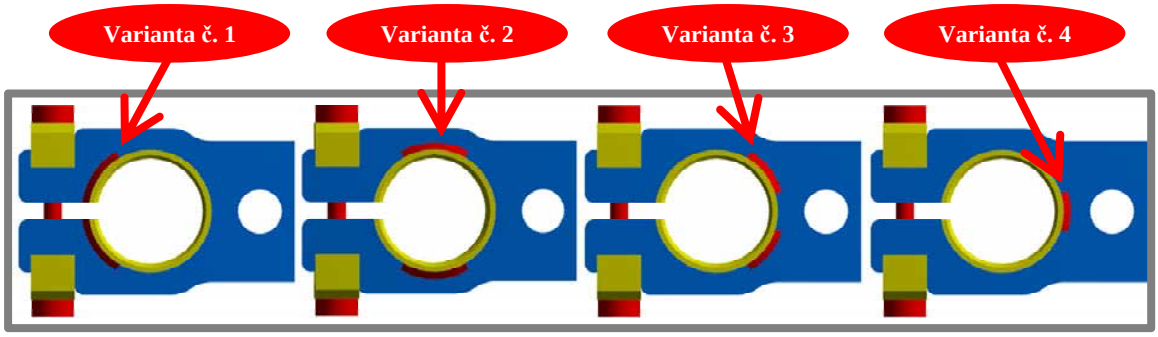
$F_{2,min}$	N	- min. předpětí jednoho šroubu svěrného pouzdra příčníku
d_3	mm	- průměr šroubu pod závitem
σ_2	*MPa*	- napětí ve šroubu svěrného pouzdra příčníku
$k_{2,MSP}$		- bezpečnost šroubu svěr. pouzdra příčníku vzhledem k MSP
R_e	MPa	- mez kluzu

4.2.2 MKP analýza

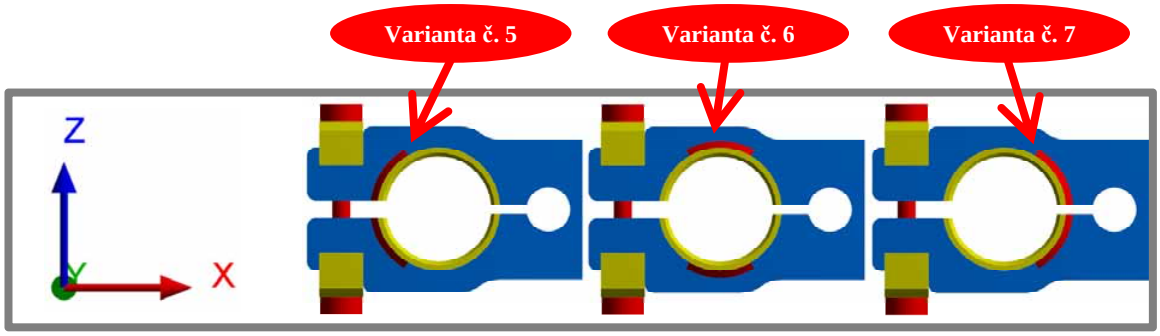
Stejně jako u svěrného pouzdra, pro spojení stojanu s vodícími tyčemi, byly nejprve provedeny analytické výpočty, na základě kterých se stanovily minimální provozní hodnoty pro příčník, tedy minimální kontaktní tlak ve spoji a minimální předpětí jednotlivých šroubů. Dále předběžnými MKP výpočty bylo docíleno tloušťky plechu, ze kterého bude příčník vyroben, tedy 10 mm (vodorovné i svislé plechy). Takto zkonstruovaný příčník byl importován do prostřední ANSYS Workbench Mechanical 17.1, kde byl podroben několika analýzám, viz následující podkapitoly. Veškeré MKP analýzy byly počítány jako nelineární úlohy s materiálem S235JR, jehož vstupní parametry jsou uvedeny na obrázku číslo Obr. 4.11.

4.2.2.1 Polohy svarů na trubce svěrného pouzdra příčníku

V prvním kroku bylo třeba zjistit, jak se svěrná pouzdra na krajích příčníku deformují v závislosti na geometrii a poloze svarů. Z toho důvodu bylo vytipováno několik poloh svarů svěrného pouzdra příčníku (viz Obr. 4.19 a Obr. 4.20), které na to mohou mít největší vliv. Dále tyto polohy byly rozšířeny na příčník s celým rozříznutým svěrným pouzdrem a s částečným rozříznutím.



Obr. 4.19 Příčník s částečně rozříznutými pouzdry



Obr. 4.20 Příčník s úplně rozříznutými pouzdry

Jednotlivé importované CAD modely, do výpočtového prostředí, byly převedeny na konečnoprvkovou síť, která měla defaultní tvar prvků s lokálním zjemněním sítě. Vyvozené předpětí v jednotlivých šroubech bylo pro všechny varianty zvoleno 1 kN a výsledná redukovaná napětí včetně deformací jsou uvedena v přílohách na obrázcích číslo Obr. 11.1 až Obr. 11.7, kde jsou zároveň uvedeny parametry konečnoprvkové sítě. Takto vypočtená data jsou uvedena v následující tabulce číslo

Tab. 3, kde je uvedena deformace v podélné ose X a v příčné ose Y (orientace souřadného systému je rovněž uvedena v přílohách u jednotlivých obrázků).

Tab. 3 Vliv polohy svarů na deformaci svěrného pouzdra příčníku

DEFORMACE SVĚRNÉHO POUZDRA PŘÍČNÍKU					
VARIANTA PŘÍČNÍKU Č.	Předpětí 1 šroubu	OSA Z			OSA X
		Přední rameno	Zadní rameno	Celkem	Celkem
	[kN]	*[mm]*	*[mm]*	*[mm]*	*[mm]*
1	1	0,148	0,148	0,296	0,081
2	1	0,157	0,157	0,314	0,095
3	1	0,241	0,242	0,483	0,130
4	1	0,274	0,274	0,548	0,132
5	1	0,317	0,318	0,635	0,154
6	1	0,304	0,304	0,608	0,142
7	1	0,337	0,337	**0,675**	**0,146**

Z tabulky vypočtených hodnot (Tab. 3) je patrné, že nejlépe se deformuje příčník se zcela rozříznutým svěrným pouzdrem a svary umístěnými v pozici dle varianty č. 7, avšak dá se očekávat, že toto nařízntutí může ovlivnit tuhost příčníku, čímž se zvýší průhyb příčníku při jeho maximálním zatížení hydraulickým pulsátorem ve svislém směru.

4.2.2.2

4.2.2.2 Sevření sloupu příčníkem

Další analýzou je zjištění, zdali předepnutí šroubů dokáže vyvodit potřebný tlak v kontaktu a zdali nevzniká v příčníku příliš vysoké napětí, které by mohlo častým povolováním a dotahování svěrného pouzdra, příčník poškodit. Jednotlivé šrouby jsou předepnuty silou o velikosti 15 kN a výsledky jednotlivých výpočtů jsou rovněž uvedeny v přílohách na obrázcích číslo Obr. 11.8 a Obr. 11.9, kde jsou rovněž znázorněny parametry konečnoprvkové sítě.

MKP výpočtu byly podrobeny varianty č. 3 a 7, tj. stejná poloha svarů, pouze jedno svěrné pouzdro nařízntuto částečně, druhé rozříznuto úplně. Tato poloha svarů vykazovala nejlepší deformační výsledky v předchozím výpočtu, a zároveň u ní předpokládám zvýšení tuhosti příčníku při svislém zatížení, tím dojde ke zmenšení jeho průhybu ve svislém směru při působení maximální síly vyvozené hydraulickým pulsátorem. V tabulce číslo Tab. 4 jsou uvedeny vypočtené hodny z příslušných MKP analýz.

Tab. 4 Vliv nařízntutí na kontaktní tlak vzniklý předpětím šroubů

KONTAKTNÍ TLAK VZNIKLÝ PŘEDEPNUTÍM ŠROUBŮ				
VARIANTA PŘÍČNÍKU Č.	Předpětí 1 šroubu	Minimální potřebný tlak	Skutečný průměrný tlak	Bezpečnost sevření
	[kN]	[MPa]	[MPa]	[-]
3	15	7,49	11,44	**1,53**
6	15	7,71	10,37	1,35

Z pohledu na redukované napětí, na obrázcích v přílohách Obr. 11.8 a Obr. 11.9, je patrné, že napětí se pohybuje s dostatečnou rezervou pod mezí kluzu materiálu. Zvýšené napětí je pouze v kontaktu, které lze zanedbat. Z vypočtených hodnot uvedených v tabulce je zjevné, že nejlepší schopnost vyvinout kontaktní tlak ve spoji vykazuje příčník s nenařízntutým svěrným pouzdrem, a to s násobkem vůči minimální potřebné hodnotě 1,5x vyšší.

4.2.2.3

4.2.2.3 Kombinované namáhání příčníku

Zadání z předchozí kapitoly číslo 4.2.2.2 bylo v druhém kroku MKP výpočtu zatíženo svislou silou od hydraulického pulsátoru 40 kN, a současně tato síla byla navýšena o tíhu měřící techniky a o tíhu od vlastní váhy příčníku. Na takto zatíženém příčníku byla sledována změna kontaktního tlaku ve svěrném pouzdře příčníku (viz Tab. 5), změna redukovaného napětí v příčníku a především jeho deformace ve svislém směru (viz Tab. 6).

Tab. 5 Vliv nařízntutí na kontaktní tlak vzniklý kombinovaným namáháním

KONTAKTNÍ TLAK VZNIKLÝ KOMBINOVANÝM NAMÁHÁNÍM					
VARIANTA PŘÍČNÍKU Č.	**Předpětí 1 šroubu**	Zatížení příčníku	Minimální potřebný tlak	Skutečný průměrný tlak	**Bezpečnost sevření**
	[kN]	*[kN]*	*[MPa]*	*[MPa]*	*[-]*
3	15	20,245	7,489	11,949	**1,60**
6	15	20,245	7,705	11,102	1,44

Tab. 6 Deformace příčníku ve svislém směru

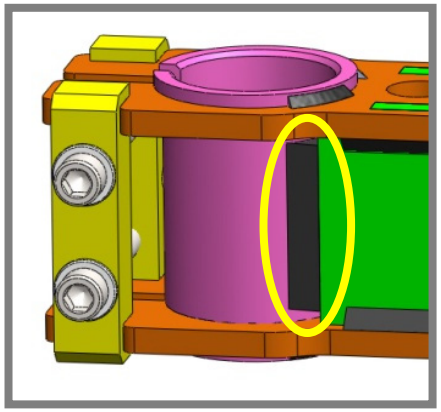
PRŮHYB PŘÍČNÍKU VZNIKLÝ KOMBINOVANÝM NAMÁHÁNÍM	
VARIANTA PŘÍČNÍKU Č.	Průhyb ve vertikálním směru
	[mm]
3	**0,105**
6	0,125

Redukované napětí na obrázcích Obr. 11.10 a Obr. 11.11 se pohybuje s dostatečnou rezervou pod mezí kluzu, pouze napěťové špičky se vyskytují v místech kontaktů. Z tabulky číslo Tab. 5 je patrné zlepšení dosaženého kontaktního tlaku u obou variant příčníku, avšak dle tabulky číslo Tab. 6 se deformace příčníku pohybuje nad hodnotou 0,1 mm ve svislém směru. Dle zadání diplomové práce, je třeba maximální deformaci udržet pod hodnotou 0,1 mm, z toho důvodu bylo třeba navrhnuté konstrukční řešení příčníku nějakým způsobem upravit.

4.2.2.4

4.2.2.4 Sevření sloupu vyztuženým příčníkem

Z důvodu větší deformace příčníku ve svislém směru, než je požadováno, bylo třeba konstrukční řešení příčníku modifikovat. Modifikace byla realizována přidáním svislých svarů podél „vevařené“ trubky svěrného pouzdra (viz Obr. 4.21).



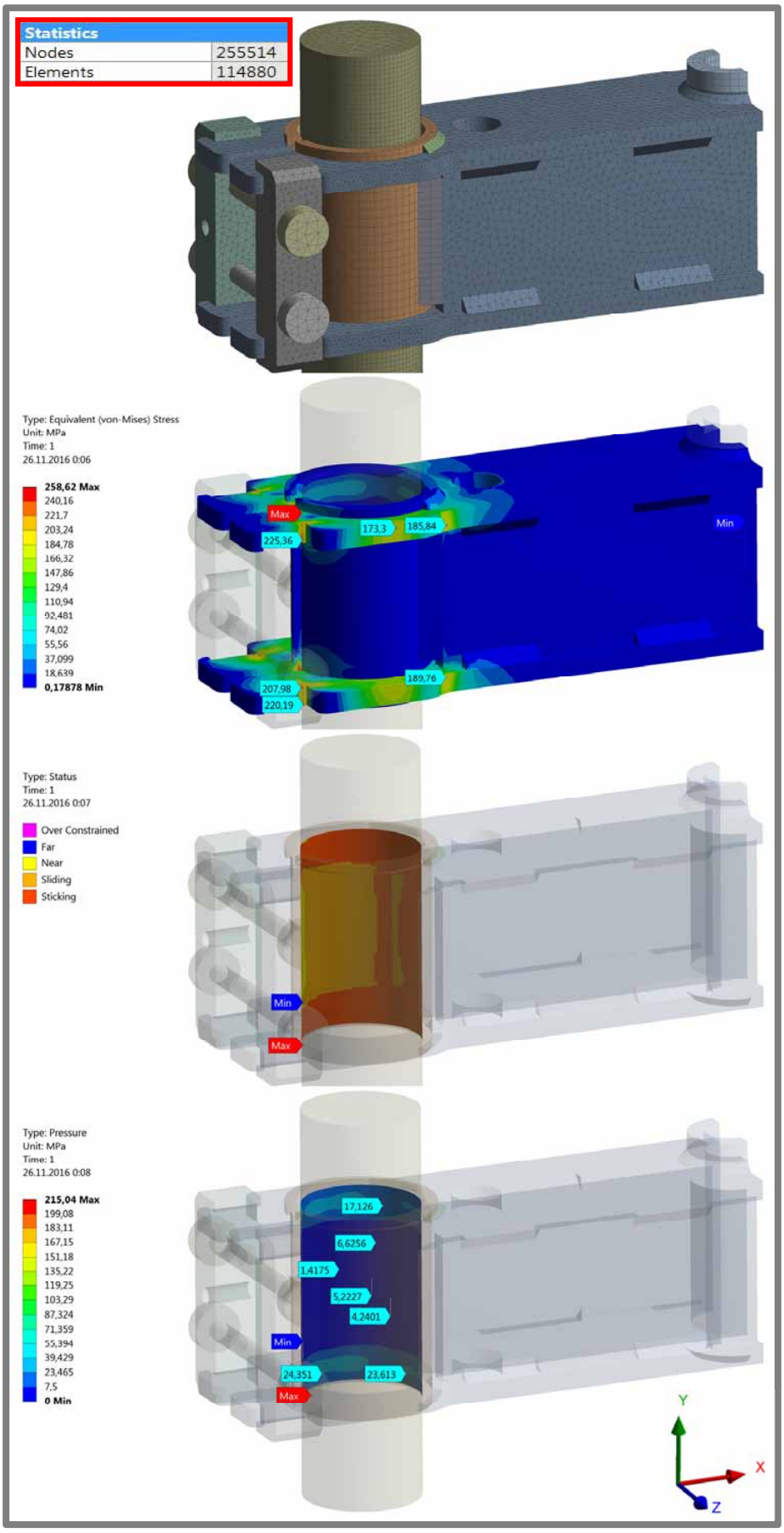
Obr. 4.21 Výztužný svár příčníku

Takto vyztužený příčník byl podroben MKP analýze za stejných podmínek jako předchozí analýzy, výsledky pro lepší variantu (tj. varianta č. 3) jsou uvedeny na obrázku číslo Obr. 4.22 a pro druhou variantu jsou uvedeny v přílohách na obrázku číslo Obr. 11.12. Shrnutí obou variant je uvedeno v tabulce číslo Tab. 7.

Tab. 7 Vliv výztuhy na kontaktní tlak vzniklý předpětím šroubů

KONTAKTNÍ TLAK VZNIKLÝ PŘEDEPNUTÍM ŠROUBŮ				
VARIANTA PŘÍČNÍKU Č.	**Předpětí 1 šroubu**	Minimální potřebný tlak	Skutečný průměrný tlak	**Bezpečnost sevření**
	[kN]	[MPa]	[MPa]	[-]
3	15	7,489	11,605	**1,55**
6	15	7,705	10,397	1,35

Z tabulky číslo Tab. 7 je při srovnání s výsledky z tabulky číslo Tab. 4 patrné, že přidáním výztuhy, v podobě svislého svaru podél „vevařené“ trubky, se poměr mezi minimálním potřebným kontaktním tlakem a vypočteným nijak výrazně nezhoršil.



Obr. 4.22 Sevření sloupu vyztuženou variantou příčníku č. 3

4.2.2.5

4.2.2.5 Kombinované namáhání vyztuženého příčníku

Obdobně jako v podkapitole číslo 4.2.2.3 bylo za stejných podmínek spočítáno konstrukční řešení dvou variant příčníku s výztuhou. Výsledky MKP analýzy jsou uvedeny pro lepší variantu na obrázku číslo Obr. 4.23. Pro druhou variantu jsou výsledky znázorněny na obrázku číslo Obr. 11.13 v kapitole *Seznam příloh*. Výsledky pro obě varianty jsou shrnuty v tabulkách číslo Tab. 8 a Tab. 9.

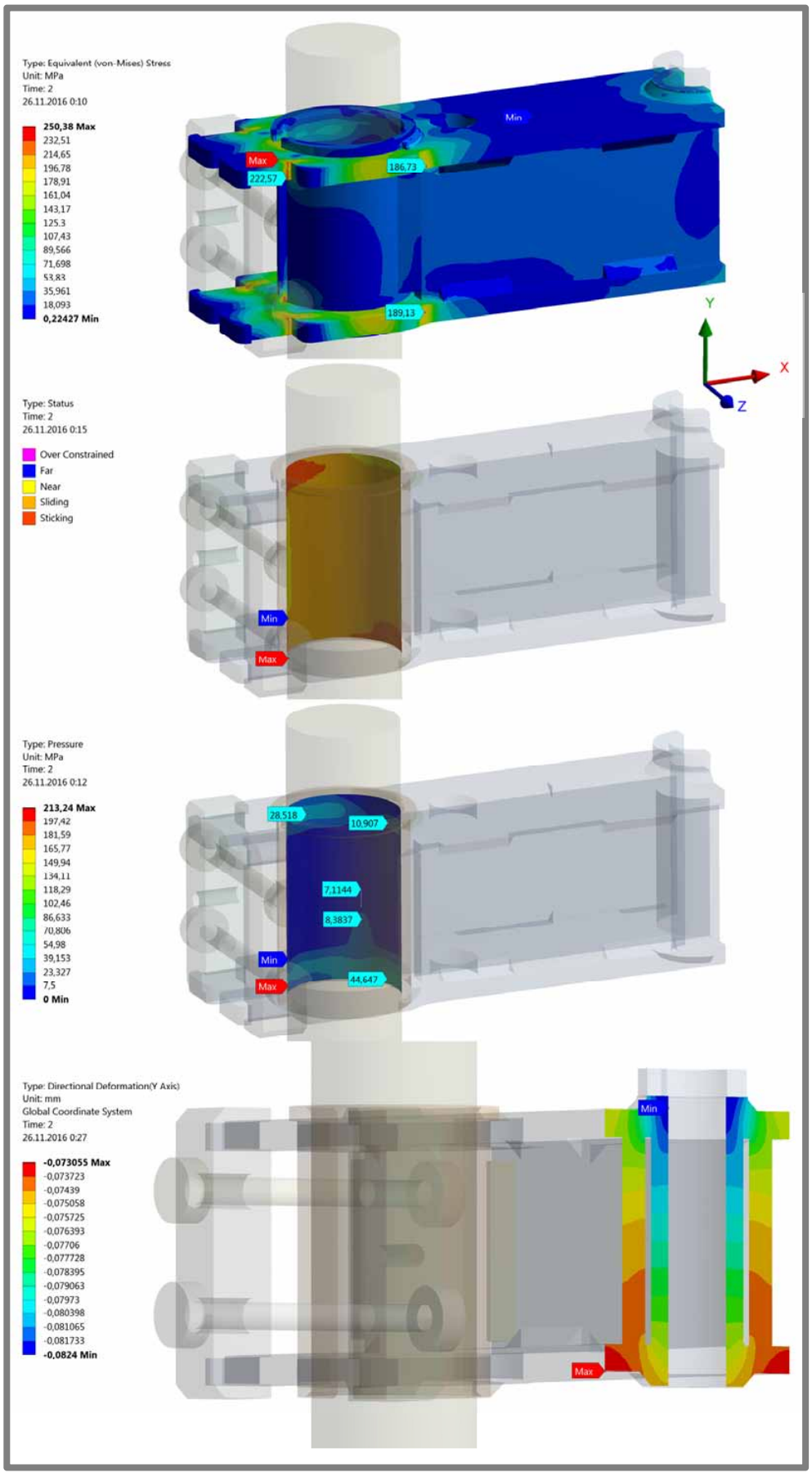
Tab. 8 Vliv výztuhy na kontaktní tlak vzniklý kombinovaným namáháním

KONTAKTNÍ TLAK VZNIKLÝ KOMBINOVANÝM NAMÁHÁNÍM					
VARIANTA PŘÍČNÍKU Č.	**Předpětí 1 šroubu**	Zatížení příčníku	Minimální potřebný tlak	Skutečný průměrný tlak	**Bezpečnost sevření**
	[kN]	*[kN]*	*[MPa]*	*[MPa]*	*[-]*
3	15	20,245	7,489	12,003	**1,60**
6	15	20,245	7,705	10,893	1,41

Tab. 9 Deformace vyztuženého příčníku ve svislém směru

PRŮHYB PŘÍČNÍKU VZNIKLÝ KOMBINOVANÝM NAMÁHÁNÍM	
VARIANTA PŘÍČNÍKU Č.	Průhyb ve vertikálním směru
	[mm]
3	**0,08**
6	0,15

Kontaktní tlak, dosažený ve svěrném spoji vyztuženého příčníku, je ve srovnání hodnot z tabulek Tab. 5 a Tab. 8 o něco málo vyšší. Jak tabulka číslo Tab. 10 ukazuje, tak deformace příčníku ve svislém směru se výrazně zlepšila oproti nevyztužené variantě. Maximální deformace příčníku se dostala pod hodnotu 0,1 mm, čímž je splněn požadavek na maximální průhyb příčníku.



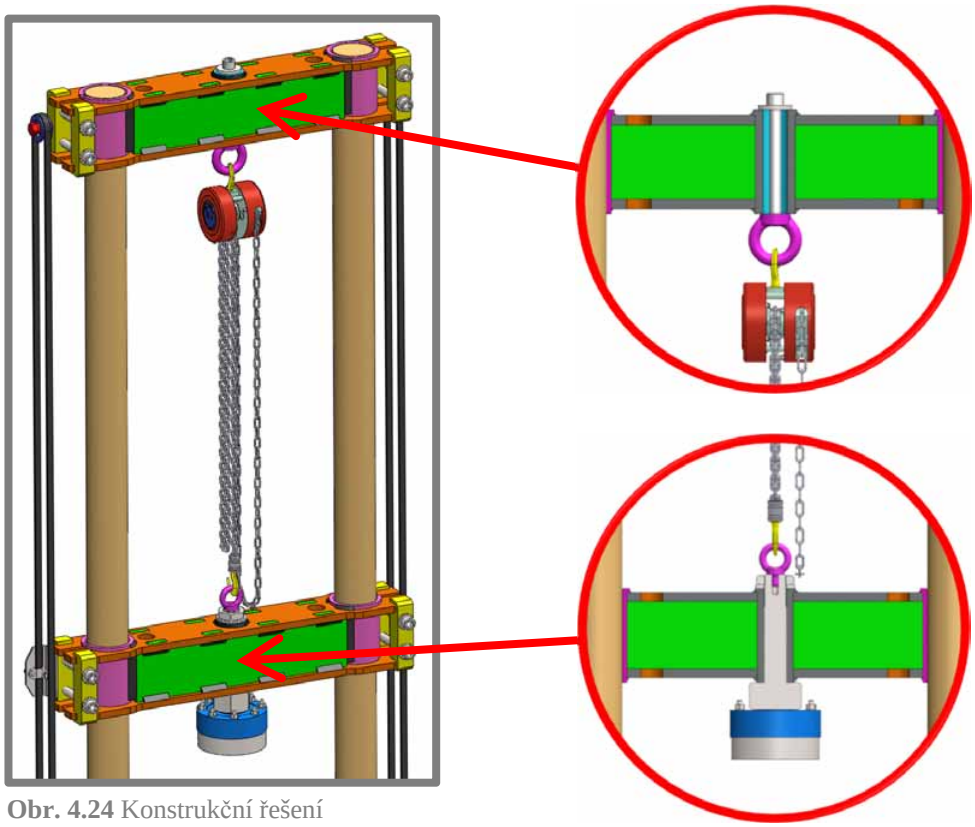
Obr. 4.23 Kombinované namáhání vyztužené varianty příčníku č. 3

Několika provedenými MKP analýzami různě modifikovaného konstrukčního řešení příčníku bylo docíleno finálního konstrukčního řešení a to řešení se svěrnými pouzdry po stranách, které je svíráno dvěma šrouby M12x100 8.8, které jsou schopny vyvinout dostatečný kontaktní tlak ve spoji. Tento příčník je zároveň vyztužen tak, aby deformace svěrných pouzder touto výztuhou nebyly nijak výrazně ovlivňovány a zároveň se zlepšila odolnost příčníku odolávat deformaci ve svislém směru pod zatížením od hydraulického pulsátoru.

4.3

4.3 Primární (manuální) pohon příčníku

Primární a zároveň konstrukčně poměrně jednoduchou variantou polohování příčníku je polohování manuální. K realizaci tohoto pohonu byl z jednotlivých koncepčních řešení vybrán pohon řetězovým kladkostrojem (viz Obr. 4.24), který lze snadno z portálu sejmout a použít pro jiné potřeby.

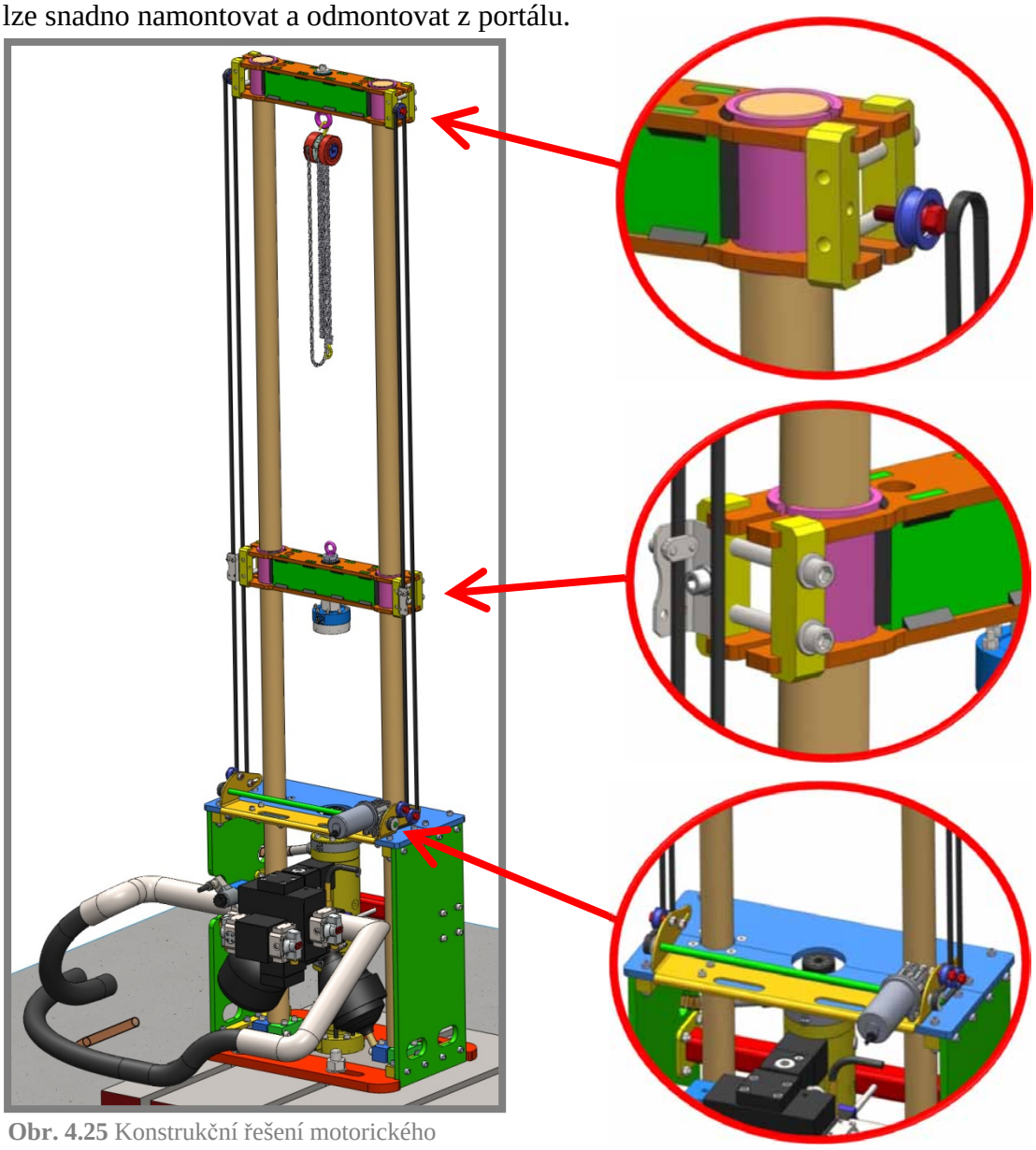


Obr. 4.24 Konstrukční řešení manuálního polohování příčníku

Z detailů obrázku číslo Obr. 4.24 je patrné, že pro zavěšení je použita matice s okem a šroub s okem, pomocí kterých se snadno zavěsí řetězový kladkostroj do rámu. Jak bylo uvedeno v koncepčních řešeních, přibližná pořizovací cena kladkostroje se pohybuje kolem 5 487,35 Kč včetně DPH.

4.4 Sekundární (motorický) pohon příčníku

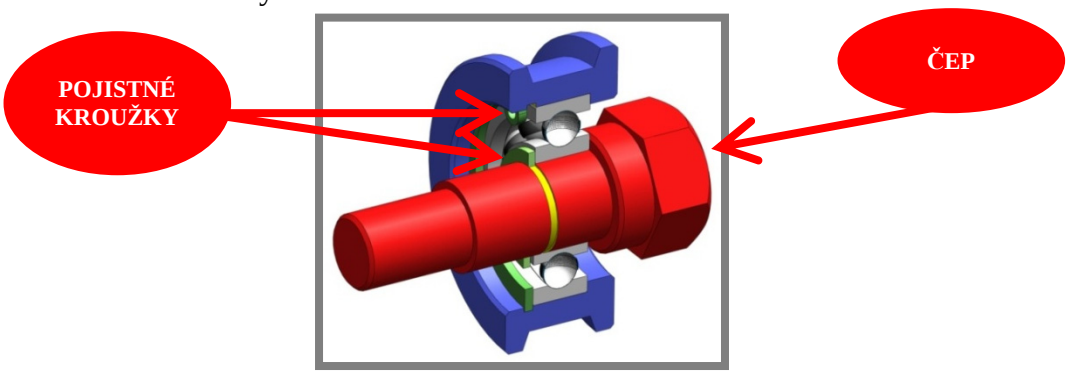
Sekundárním pohonem příčníku je pohon motorický, který lze ovládat pomocí přepínače. Z koncepčních řešení motorických pohonů vzešel jako vítězná varianta pohon s ozubeným řemenem, jehož konstrukční řešení je znázorněno na obrázku číslo Obr. 4.25. Tato varianta je konstrukčně poměrně jednoduchá, lacinější oproti kuličkovým šroubům aj, a zároveň lze z tohoto pohonu vytvořit jednoduchý modul, který lze snadno namontovat a odmontovat z portálu.



Obr. 4.25 Konstrukční řešení motorického polohování příčníku

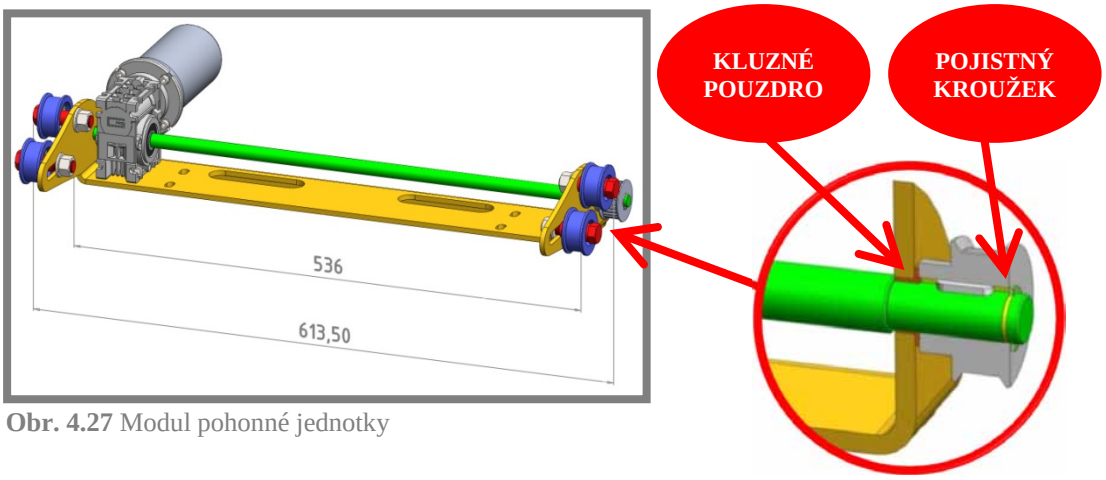
Z obrázku číslo Obr. 4.29 je patrné, že pohonná jednotka je samostatný konstrukční celek, který je uložen na nosném plechu (žlutě), detail je na obrázku číslo Obr. 4.27. Takto zkonstruovaný pohon je velmi snadné připevnit na portál a poté již stačí navlíknout dva ozubené řemeny buď nekonečné délky (4,21 m od firmy ***Haberkorn Ulmer s.r.o***, která spojuje atypické délky řemenů), po stranách portálu nebo řemen dlouhý 4,5 m, který nabízí v metráži například firma ***CNC shop s.r.o*** (nutno rozříznout a upravit délku). Řemen je typu HTD 5M o šířce 15 mm, která byla

stanovena na základě výpočtového programu ***ContiTech Suite 7***. Řemen se navléká na univerzální kladky znázorněné na obrázku číslo Obr. 4.26.



Obr. 4.26 Univerzální kladka motorického pohonu

Pohonnou jednotkou je převodový motor, motor je typu EC070.120 nebo EC070.240 (dle možností zdroje napětí) od firmy Transtecno v kombinaci se šnekovou převodovou typu CM026 od téhož výrobce. Motor dosahuje výkonu P_1 = 100 W, otáček n_1 = 3000 min^{-1} a maximální krouticí moment M_{k1} = 0,31 Nm. Převodový poměr převodovky je i = 60, výstupní otáčky z převodovky činí n_2 = 50 min^{-1} a výstupní krouticí moment je M_{k2} = 11 Nm. V kombinaci s pastorkem o počtu zubů 24 dosahuje příčník rychlosti posuvu 5,8 m/min. Pohonná jednoka vyvine sílu cca F_p = 594,6 N, což je dost na rozpohybování příčníku i se zavěšeným tlumičem nebo jiným předmětem. Z těchto parametrů plyne, že doba přejetí příčníku z jednoho konce portálu na druhý konec portálu je přibližně 30 sekund.



Obr. 4.27 Modul pohonné jednotky

4.5

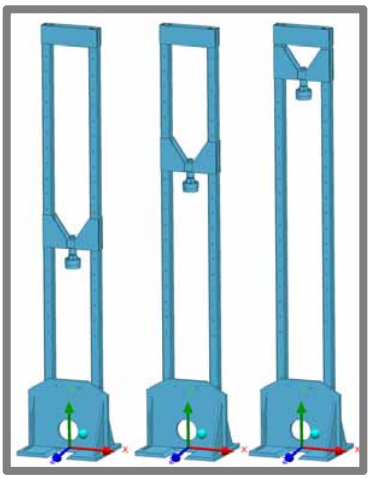
4.5 Modální analýza

Hydraulický pulsátor umožňuje poskytnout zatěžování testovaných předmětů v poměrně rozsáhlé škále frekvencí, a to od 0 Hz až do 200 Hz. Cílem modální analýzy je zjistit přibližné hodnoty vlastních frekvencí portálu a jejich amplitudy, při kterých bude docházet k rezonanci a deformaci portálové konstrukce, především sloupů portálu. Tyto frekvence je třeba znát a pokusit se je eliminovat případně posunout mimo frekvenční rozsah hydraulického pulsátoru nebo mimo provozní hodnoty testeru.

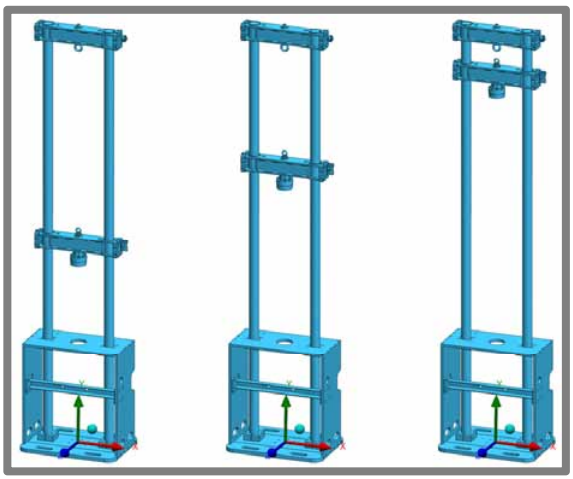
Pro výpočet modální analýzy byl použit profesionální výpočtový program ANSYS Workbench Mechanical 17.1, který umožňuje dva způsoby výpočtu modální

analýzy vyšetřovaného objektu. Prvním z nich je tzv. modul *Modal*, což je poměrně jednoduchý výpočtový nástroj, který nedokáže simulovat jakékoliv silové zatížení (pouze lze simulovat deformace / výsledky / předpětí z nějaké jiné předchozí analýzy) a ani vkládat reálné vazby mezi jednotlivá tělesa. Umožňuje pouze zjistit jednotlivé vlastní frekvence vyšetřovaného objektu a zároveň poskytne představu o tvaru a způsobu deformování (např. směr) daného objektu, který nastává právě při těchto vlastních frekvencích. Druhým výpočtovým nástrojem je tzv. modul *Harmonic Response*. Tato analýza umožňuje zanalyzovat chování daného objektu, a to v podobě jak se daný objekt bude chovat na předem definované buzení. Tento výpočtový modul umožňuje detailnější definici výpočtu a okrajových podmínek, především lze definovat silová působení v požadovaném frekvenčním rozsahu a zároveň lze aplikovat i vnitřní útlum jednotlivých materiálů. V případě obou výpočetních modulů nelze simulovat reálné vazby mezi jednotlivými díly a zároveň nelze úlohy řešit jako nelineární.

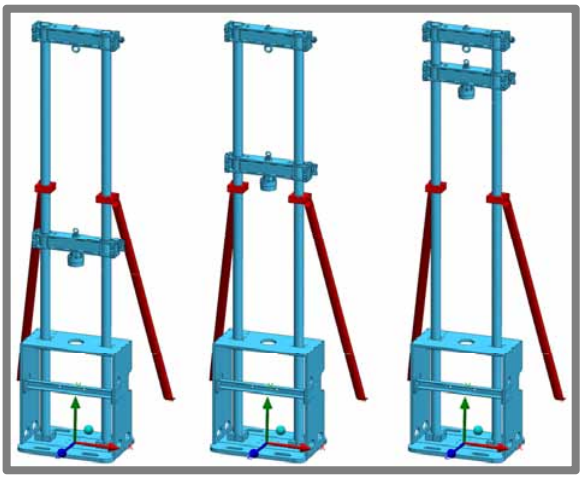
Všechny výpočty týkající se modální analýzy byly provedeny pro starou portálovou konstrukci, pro nově navrženou portálovou konstrukci a dále bylo vyzkoušeno, jak se bude nová konstrukce chovat v případě implementace jednoduchých výztuh. Všechny tyto tři varianty byly dále rozděleny do třech výškových kategorií, simulující různé délky testovaných tlumičů (tj. 400 mm, 900 mm a 1500 mm) v rámci, kterých byl příčník u všech konstrukcí ve stejné výšce. Všechny varianty byly importovány v podobě zjednodušených CAD modelů (viz obrázky číslo Obr. 4.28, Obr. 4.29 a Obr. 4.30) do výpočtového prostředí.



Obr. 4.28 Varianty starého portálu



Obr. 4.29 Varianty nového portálu



Obr. 4.30 Varianty nového portálu s výztuhami

4.5.1

4.5.1 Analýza vlastních frekvencí portálu

V první fázi výpočtu modální analýzy jednotlivých variant portálových konstrukcí byl použít výpočtový modul tzv. *Modal*, který je, jak již bylo uvedeno v úvodu kapitoly, poměrně zjednodušeným výpočetním nástrojem. Počítaný model musí co nejpřesněji reprezentovat skutečné zařízení, a to především tvarem a reálnou váhou jednotlivých dílů. Mezi jednotlivými díly se automaticky vytvoří pevné vazby typu ***bonded*** a následně je třeba vytvořit konečnoprvkovou síť s vhodným počtem a tvarem prvků. Neméně důležité je vhodně simulovat okrajové podmínky, především způsob připevnění konstrukce k zemi, což má velký vliv na výsledné vlastní frekvence (je rozdíl, zdali je konstrukce volně položená na zemi nebo zdali je přišroubovaná). Okrajové podmínky byly stanoveny vetknutím spodní plochy stojanu portálu.

Požadovaným výsledkem jsou především hodnoty a počet vlastních frekvencí v intervalu frekvenčního rozsahu hydraulického pulsátoru (tj. od 0 Hz do 200 Hz), a jednak je důležitý tvar deformace portálu (hlavně sloupů) vzniklé rezonancí konstrukce. Zdali budou mít tendenci se více kývat dopředu/dozadu nebo do boku. Vypočtené výsledky a směry deformací pro nejčastěji používanou délku tlumičů (tj. 400 mm), jsou uvedeny v tabulce číslo Tab. 10. Pro zbylé výškové varianty jsou výsledky uvedeny v tabulkách číslo Tab. 18 a Tab. 19 v kapitole *11 Seznam příloh*.

Tab. 10 Vlastní frekvence portálu při testování tlumičů délky 400 mm

Varianta	Mode	Frekvence [Hz]	Směr kmitání	Pozn.
400 mm (stará konstrukce)	1	12,35	předo-zadní	
	2	29,67	do stran	
	3	55,79	předo-zadní	
	4	73,94	do stran	
	5	162,39	předo-zadní	
400 mm (nová konstrukce)	1	7,50	předo-zadní	
	2	22,33	do stran	
	3	45,11	předo-zadní	
	4	50,22	do stran	
	5	114,98	kolem svislé osy	
	6	125,24	předo-zadní	
	7	147,11	do stran	
400 mm (vyztužená konstrukce)	1	17,79	předo-zadní	
	2	23,78	do stran	
	3	49,03	-	vzpěra
	4	58,64	kolem svislé osy	
	5	75,94	-	vzpěra
	6	112,30	-	základna
	7	124,43	kolem svislé osy	
	8	128,81	předo-zadní	
	9	147,42	do stran	

V tabulce jsou uvedeny počty a hodnoty jednotlivých konstrukčních variant pro zdvih příčníku odpovídající délce testovaného tlumiče 400 mm. Prostřednictvím získaných dat z výpočtu lze zjistit pouze povahu deformace portálu při jednotlivých

vlastních frekvencích, ale nikoliv nelze tyto frekvence roztřídit nebo seřadit dle toho, jak je která frekvence nebezpečná, protože není známo napětí a ani amplitudy deformací, kterých portálové konstrukce dosáhnou, při jednotlivých vlastních frekvencí. Pouze lze očekávat, že deformace kývání portálu dopředu a dozadu (tzv. předo-zadní) bude nejnebezpečnější a kývání portálu do stran nepředstavuje žádné výrazné nebezpečí. Význam točení portálu kolem svislé osy nelze z uvedených výsledků klasifikovat.

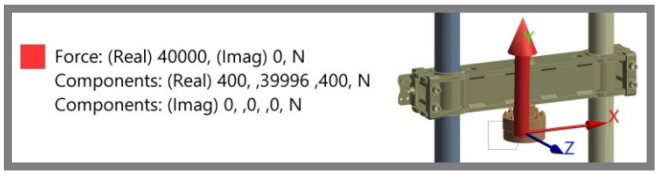
4.5.2 Analýza harmonické odezvy portálu

Pro důkladnější výpočet modální analýzy všech variant portálových konstrukcí byl použit výpočtový modul *Harmonic Response* v témže výpočtovém prostředí. Tento modul umožňuje zjistit nebo předvídat chování vyšetřované konstrukce za působení libovolně zadaného zatěžování o určitém frekvenčním rozsahu, tj. je možnost předpovědět trvalé dynamické chování vyšetřované konstrukce. Výsledkem můžou být například deformační amplitudy jednotlivých frekvencí, rychlost kmitání, zrychlení, ale i napětí v jednotlivých dílech aj. Analyzovaný zjednodušený model musí rovněž co nejpřesněji reprezentovat tvar skutečného zařízení včetně hmotnosti jednotlivých dílů a jejího rozložení. Mezi jednotlivými díly se automaticky vytvoří pevné vazby typu ***bonded*** a následně je třeba vytvořit konečnoprvkovou síť s vhodným počtem a tvarem prvků. Neméně důležité je vhodně simulovat okrajové podmínky, a to především způsob a povahu připevnění zařízení k podložce. Okrajové podmínky jsou stejné, jako tomu bylo v případě předchozího výpočtu.

Hydraulický pulsátor působí na siloměr umístěný na příčníku, a tím i na celou portálovou konstrukci cyklickým zatěžováním, a to maximální silou 40 kN ve svislém směru o frekvenčním rozsahu 0 Hz až 200 Hz (viz nastavení řešiče zobrazený na obrázku číslo Obr. 4.31). Jelikož síla působí ve svislém směru podél vodících tyčí, teoreticky by se konstrukce neměla rozkmitat, případně nepatrně, čímž bychom dostali nereálné výsledky. Z toho důvodu je maximální síla skloněna tak, aby bylo docíleno působení sil v kladném směru os X a Z o velikosti 400 N (viz Obr. 4.32). To je 1% z max. síly, kterou je hydraulický pulsátor schopen vyvinout. Zároveň toto vyosení síly simuluje případnou nepřesnost uložení testovaných předmětů. Tímto silovým působením je snazší danou konstrukci rozkmitat.

Options	
Frequency Spacing	Linear
Range Minimum	0, Hz
Range Maximum	200, Hz
Solution Intervals	50

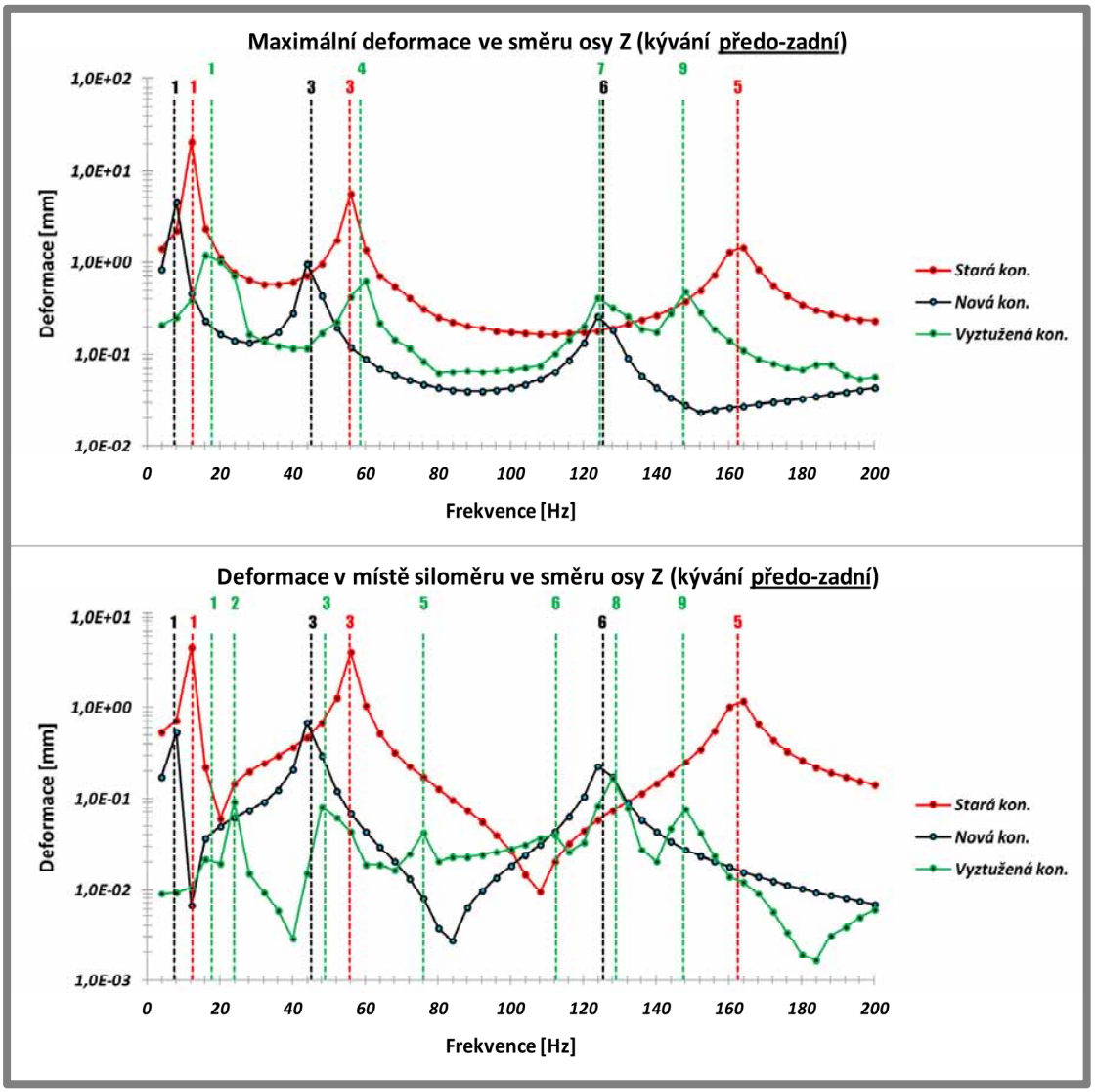
Obr. 4.31 Nastavení řešiče *Harmonic Response*



Obr. 4.32 Rozložení silového působení

Výpočet *Harmonic Response* umožňuje definici vnitřního útlumu materiálu, který má hodnotu 2 % pro konstrukční ocel. Jelikož je vyšetřovaná konstrukce sestavena z několika dílů, kde mezi jednotlivými díly jsou vazby typu *BONDED*, tedy nikoliv vazby odpovídající realitě, tak tato konstrukce se chová jako jeden svařenec. To neodpovídá realitě a tudíž i výsledné deformační amplitudy a napětí se mohou od hodnot skutečných lišit. Pro získání výsledků odpovídajících realitě by bylo třeba získat vlastní útlum dané konstrukce, to je v tomto případě obtížně zjistitelné. Cílem této modální analýzy není získat hodnoty odpovídající realitě, ale cílem je porovnat několik variant portálů (starý,

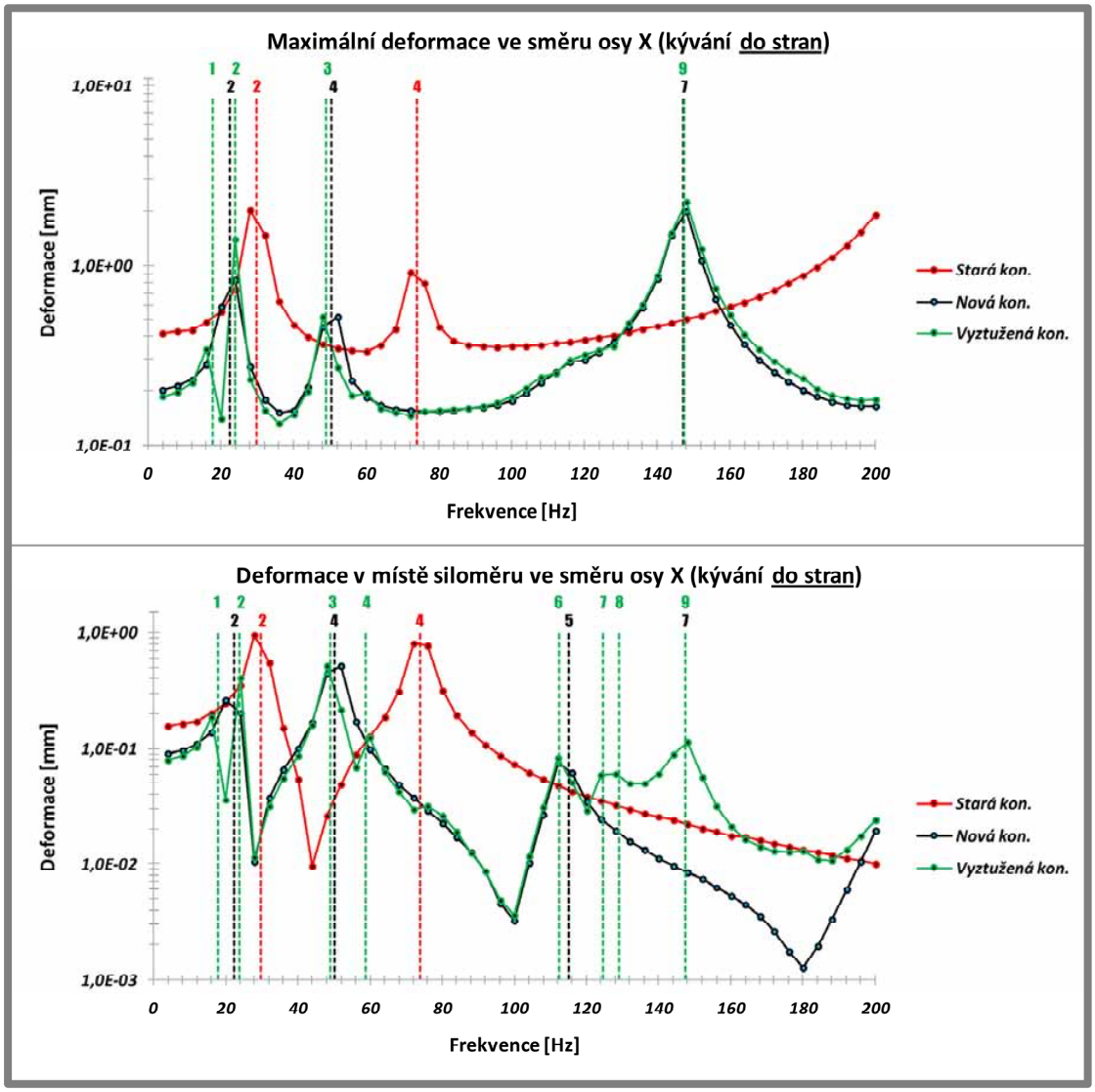
nový a nový vyztužený) s příčníky v různých výškách, kde nepřesný vnitřní útlum nevadí. Chování všech konstrukcí portálů a jejich variant je, pro variantu 400 mm, graficky znázorněno na obrázku číslo Obr. 4.37 a Obr 4.38. Pro všechny ostatní varianty jsou grafy uvedeny na obrázcích číslo Obr. 11.14 až Obr. 11.17 v kapitole *11 Seznam příloh*.



Obr. 4.33 Deformace při předo-zadním kývání výškových variant 400 mm

Prvotní předpoklad, že předo-zadní kývání portálu bude mít největší deformační amplitudu, a tím bude nejnebezpečnějším způsobem deformace, se potvrdil (jak je vidět na obrázcích číslo Obr. 4.33 a Obr. 4.34). V předo-zadním kývání dochází, u nové konstrukce, k největší deformaci 4,5 mm, a to při tvaru kmitání číslo 1. Při srovnání staré konstrukce a konstrukce nové, je vidět významné zlepšení, co se týče deformací při většině vlastních frekvencí dané konstrukce. Při srovnání nové konstrukce a konstrukce nové s výztuhami, tak zde je vidět také zlepšení, avšak ne natolik dobré, aby bylo naplněno očekávání. To je způsobeno tím, že výztuhy neumožňují změnu své polohy a proto není možné upevnění výztuh dát do míst, kde se právě nachází příčník. Touto úpravou lze očekávat výrazné zlepšení.

Celkový počet vlastních frekvencí u nové vyztužené konstrukce se zvětšil, avšak nutno podotknout, že některé tvary se týkají základy portálu nebo jednotlivých vzpěr (viz Tab. 10).



Obr. 4.34 Deformace při kývání do stran výškových variant 400 mm

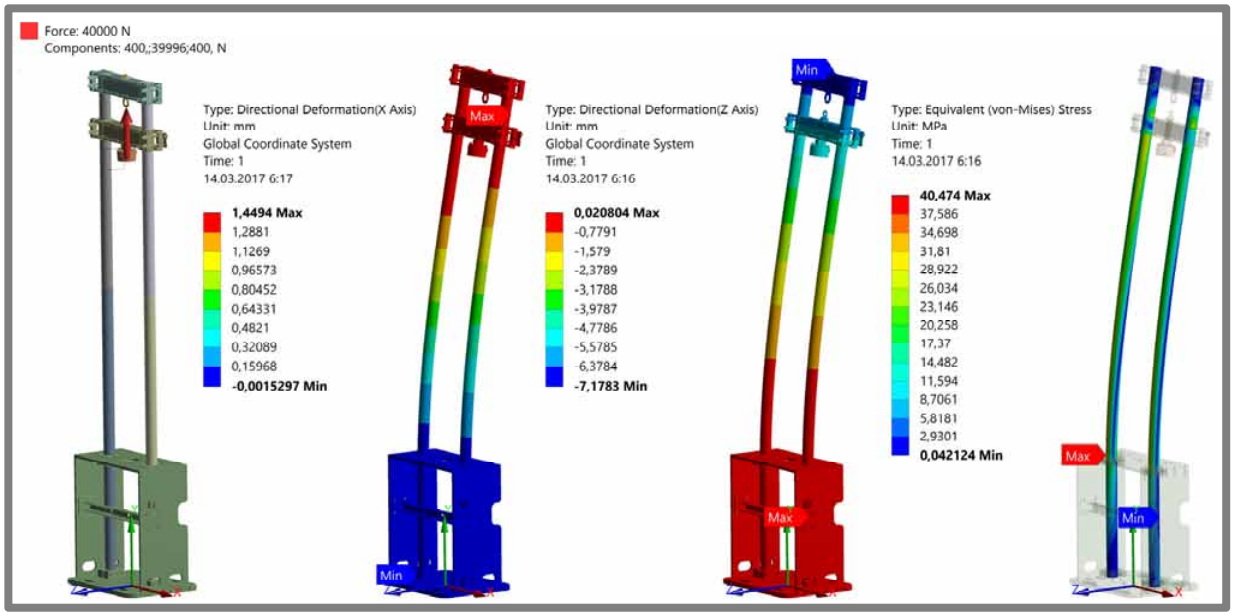
V případě druhého způsobu deformace, tj do stran, je z grafů na obrázku číslo Obr. 4.34 vidět značné snížení deformací, což bylo očekáváno, neboť v tomto směru je portál mnohem tužší, než tomu bylo v případě předchozím. U nové konstrukce nastává největší deformace o velikosti přibližně 2 mm při tvaru kmitání číslo 7. Vliv vzpěr má stejný vliv jako byl ve směru předozadním, avšak zde je z grafů patrné zvětšení deformací nebo stejných deformací jako nové konstrukce bez výztuh. Tento jen je způsoben jednou ze vzpěr, která je k rámu připevněna pod úhlem 45°ze strany (viz Obr. 4.30). Opět některé z vyznačených tvarů se týkají základny portálu nebo vzpěr samotných. Třetí způsob deformace portálu, a to točení kolem svislé osy, spadá buď do grafů na obrázku číslo Obr. 4.33 nebo na Obr. 4.34, nemá vlastní klasifikaci významu.

4.5.3

4.5.3 Vyhodnocení modální analýzy

Závěrem lze tedy o modální analýze říci, že nejnebezpečnější způsob deformace je kývání portálu ve směru osy Z (dopředu a dozadu), kde výrazně dochází ke změně polohy upínacího otvoru siloměru vůči pístu hydraulického pulsátoru. Točení portálu kolem svislé osy nepovažuji jako nebezpečné a zároveň nedochází k výrazné změně polohy upínacího otvoru siloměru. Kývání portálu ve směru osy X, tj, do stran, hodnotím jako nejméně nebezpečné, neboť v tomto směru je portál poměrně tuhý. Závěrem je třeba doporučit vyhýbat se frekvencím, uvedených v příslušných tabulkách, nebo je rychle překonávat. Nutno podotknout, že tyto frekvence jsou orientační a skutečné frekvence a amplitudy se od skutečnosti mohou lišit, stejně tak jsou vlastní frekvence portálu významně závislé na výškové poloze příčníku. Čím je příčníku ve větší výšce od hydraulického pulsátoru, tím může být celá konstrukce náchylnější na rezonanci. Z uvedených grafů je patrný kladný vliv vzpěr, které stabilizují polohu příčníku vůči hydraulickému pulsátoru.

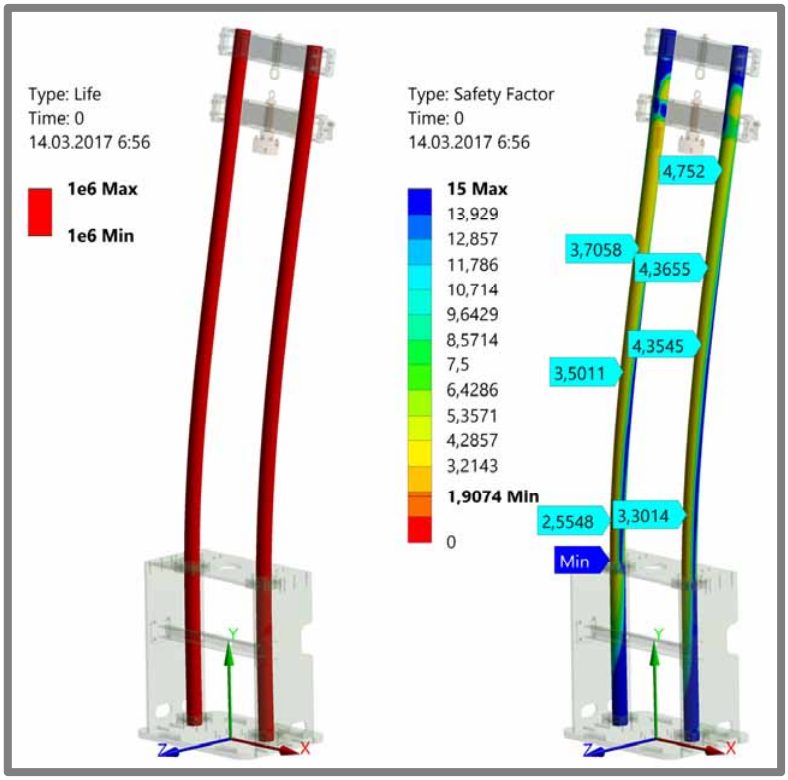
Na závěr bylo třeba ověřit, zdali zvolené sloupy dokážou opakovaně odolávat uvedenému zatěžování v nejvíce kritické kombinaci. Ta nastává u nové varianty, když příčník je zvednut do maximální výšky a konstrukce je buzena silovým zatěžování viz parametry modální analýzy nebo viz parametry uvedené na obrázku číslo Obr. 4.35. Zde největší deformace nastává při předo-zadním kmitání tvaru číslo 1, deformace má hodnotu přibližně 7,2 mm. Výsledky MKP analýzy jsou znázorněny na obrázku číslo Obr. 4.35, kde je vidět nebezpečné místo, v kterém je hodnota napětí o velikosti 40,47 MPa. Použitý materiál tyčí je uhlíková ocel pro povrchové kalení *1.1213*, kde hodnota meze kluzu činí 400 MPa. Z toho plyne bezpečnost tyčí vzhledem k meznímu stavu pružnosti přibližně 9,9.



Obr. 4.35 Maximální napětí ve sloupech při největším namáhání

Portálová konstrukce je cyklicky namáhána, proto je nezbytné ji ověřit z pohledu únavy. K tomu byl použit výpočtový modul *Fatigue* a teorie dle Goodmana, Výsledky jsou uvedeny na obrázku číslo Obr. 4.36. Z těchto obrázků plyne, že tyče jsou výrazně předimenzované, tudíž životnost tyčí se dá považovat za neomezenou. Na závěr je třeba uvést, že uvažované 40 kN zatěžování portálu

je výrazně vyšší než se ve skutečnosti používá pro testování tlumičů. V drtivé většině se na ústavu testují tlumiče silou do 20 kN.



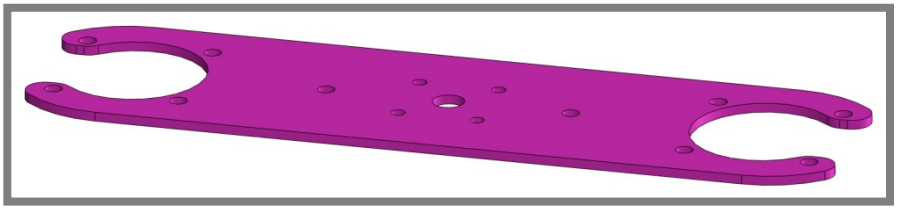
Obr. 4.36 Kontrola sloupů portálu vzhledem k únavovému porušování

4.6 Další využití testeru

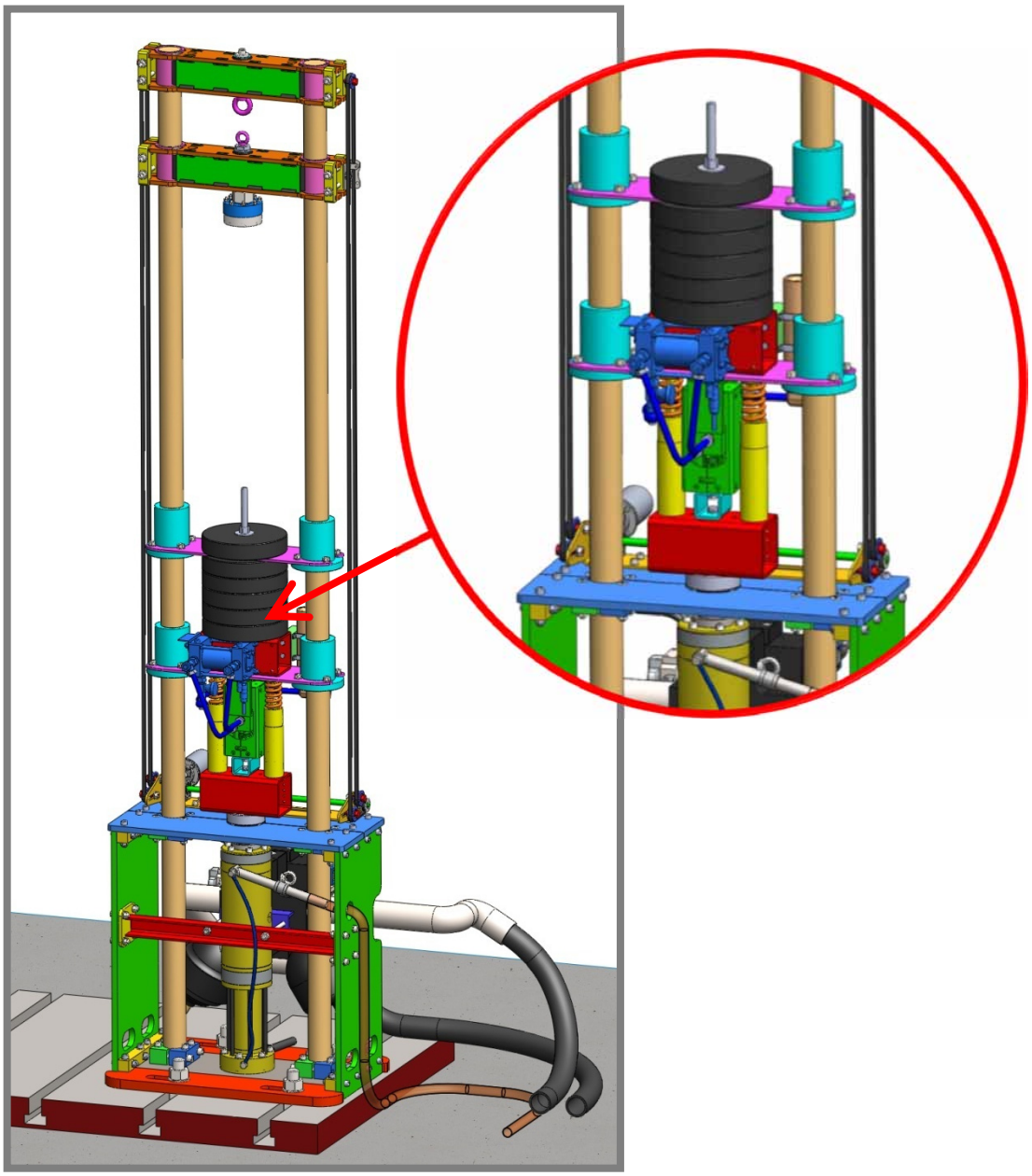
Ze zadání diplomové práce plyne konstrukční požadavek, aby bylo možné pohybu lineárních kuličkových ložisek po sloupech portálu. Ty budou sloužit pro vedení různých testovacích zařízení potřebující kinematické buzení, to zprostředkuje hydraulický pulsátor. Na obrázku číslo Obr. 4.38 je vidět testovací stanice sloužící pro ověření vibroizolačních vlastností MR ventilů. Ta slouží pro testování semiaktivních vzpěr vibroizolační plošiny pro kosmické lety. Tento způsob použití testeru vyžaduje buď odjetí příčníku mimo potřebný prostor, k čemuž se nejvíce hodí motorický pohon, nebo je třeba příčník zcela vyjmout úplně z rámu, což usnadňuje snadný způsob aretace.

Současná konstrukce testovací stanice vyžaduje konstrukční úpravy, a to v podobě výměny 4 lineárních ložisek za typ LMEF-60 a dále je třeba výměna dvou nosných plechů za dva nové, jejichž geometrie je znázorněna na obrázku číslo Obr. 4.37.

.



Obr. 4.37 Nový tvar nosného plechu vibroizolační stolice



Obr. 4.38 Další využití testeru tlumičů

4.7

4.7 Montážní pokyny

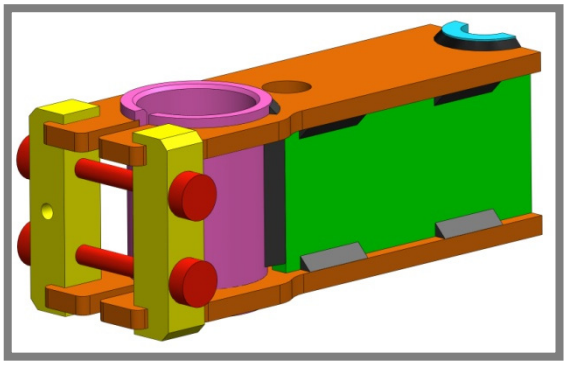
Konstrukční řešení nového portálu pro hydraulický pulsátor INOVA není nikterak složité, jak již bylo popsáno, jedná se o jednoduché dílce. Při montáží je třeba jednotlivé dílce nebo podsestavy vůči sobě přesně ustavit, a proto je vhodné dodržet montážní postup a pokyny uvedené v podkapitole nazvané *11.9 Návod na ustavení sloupů vůči hydraulickému pulsátoru*.

5 DISKUSE

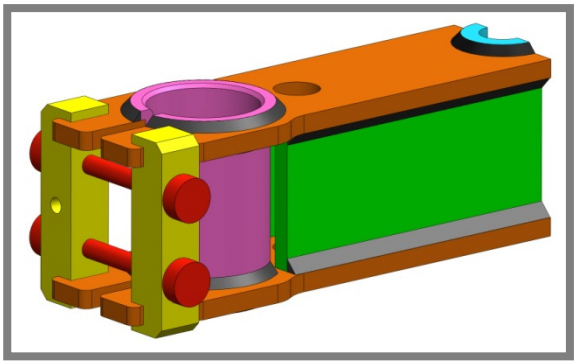
5.1 Současný stav + funkční vzorek

Výstupem diplomové práce je funkční vzorek v podobě dvou příčníků, na kterých je ověřena funkčnost svěrného pouzdra. Současně s tím byly zakoupeny čtyři kusy lineárních kuličkových ložisek LMEF-60, dva kusy broušených vodících tyčí W60 a vzorek této broušené vodící tyče, sloužící pro ověření funkčnosti svěrného pouzdra příčníku.

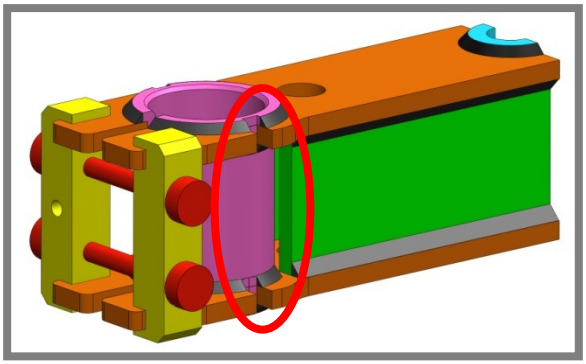
Na základě výsledného konstrukčního řešení příčníku (viz Obr. 5.1) byla vytvořena výkresová dokumentace, která společně s objednávkou byla zaslána v prosinci do výroby. Ač termín dodání byl stanoven na půlku ledna, příčník se podařilo z výroby získat, po neustálém připomínání, až koncem března v podobě, která neodpovídala požadovanému konstrukčnímu provedení. Obrázek číslo Obr. 5.2 znázorňuje skutečné konstrukční provedení, kde je patrné rozsáhlé svařování (svary černou barvou), než jaké bylo předepsáno. I přes tuto skutečnost, výrazně špatnou zkušenost a komunikaci s výrobcem, byly vyrobené příčníky ověřeny a porovnány MKP analýzou s požadovanou konstrukční variantou. Zároveň byl podroben MKP analýze vyrobený příčník s úpravou, která je vidět na obrázku číslo Obr. 5.3, kdyby uvažované šrouby u neupraveného příčníku nezvládly vytvořit potřebný kontaktní tlak ve spoji svěrného pouzdra. MKP analýzy proběhly za stejných podmínek, jako předchozí analýzy a získané hodnoty jsou uvedeny v tabulkách číslo Tab. 11, Tab. 12, Tab. 13 a Tab. 14, které jsou pouze rozšířením tabulek číslo Tab. 3, Tab. 7 Tab. 8 a Tab. 9.



Obr. 5.1 Navržené polohy svarů



Obr. 5.2 Svary na vyrobených příčnících



Obr. 5.3 Možná konstrukční úprava vyrobených příčníků

Tab. 11 Vliv polohy svarů na def. svěrného pouzdra příčníku + rozšíření

DEFORMACE SVĚRNÉHO POUZDRA PŘÍČNÍKU					
VARIANTA PŘÍČNÍKU Č.	Předpětí 1 šroubu	OSA Z			OSA X
		Přední rameno	Zadní rameno	Celkem	Celkem
	[kN]	*[mm]*	*[mm]*	*[mm]*	*[mm]*
1	1	0,148	0,148	0,296	0,081
2	1	0,157	0,157	0,314	0,095
3	1	0,241	0,242	0,483	0,130
4	1	0,274	0,274	0,548	0,132
5	1	0,317	0,318	0,635	0,154
6	1	0,304	0,304	0,608	0,142
7	1	0,337	0,337	**0,675**	**0,146**
3 + výztuha	1	0,188	0,188	0,376	0,124
VYROBENÝ	1	0,085	0,085	0,170	0,059
VYROBENÝ + ÚPRAVA	1	0,244	0,245	0,489	0,199

Tab. 12 Vliv výztuhy na kontaktní tlak vzniklý předpětím šroubů + rozšíření

KONTAKTNÍ TLAK VZNIKLÝ PŘEDEPNUTÍM ŠROUBŮ				
VARIANTA PŘÍČNÍKU Č.	**Předpětí 1 šroubu**	Minimální potřebný tlak	Skutečný průměrný tlak	**Bezpečnost sevření**
	[kN]	[MPa]	[MPa]	[-]
3	15	7,489	11,605	**1,55**
6	15	7,705	10,397	1,35
VYROBENÝ	15	7,489	10,072	1,31
VYROBENÝ + ÚPRAVA	15	7,489	10,549	1,41

Tab. 13 Vliv výztuhy na kontakt. tlak vzniklý kombi. namáháním + rozšíření

KONTAKTNÍ TLAK VZNIKLÝ KOMBINOVANÝM NAMÁHÁNÍM					
VARIANTA PŘÍČNÍKU Č.	**Předpětí 1 šroubu**	Zatížení příčníku	Minimální potřebný tlak	Skutečný průměrný tlak	**Bezpečnost sevření**
	[kN]	*[kN]*	*[MPa]*	*[MPa]*	*[-]*
3	15	20,245	7,489	12,003	**1,60**
6	15	20,245	7,705	10,893	1,41
VYROBENÝ	15	20,245	7,489	10,817	1,44
VYROBENÝ + ÚPRAVA	15	20,245	7,489	11,255	1,50

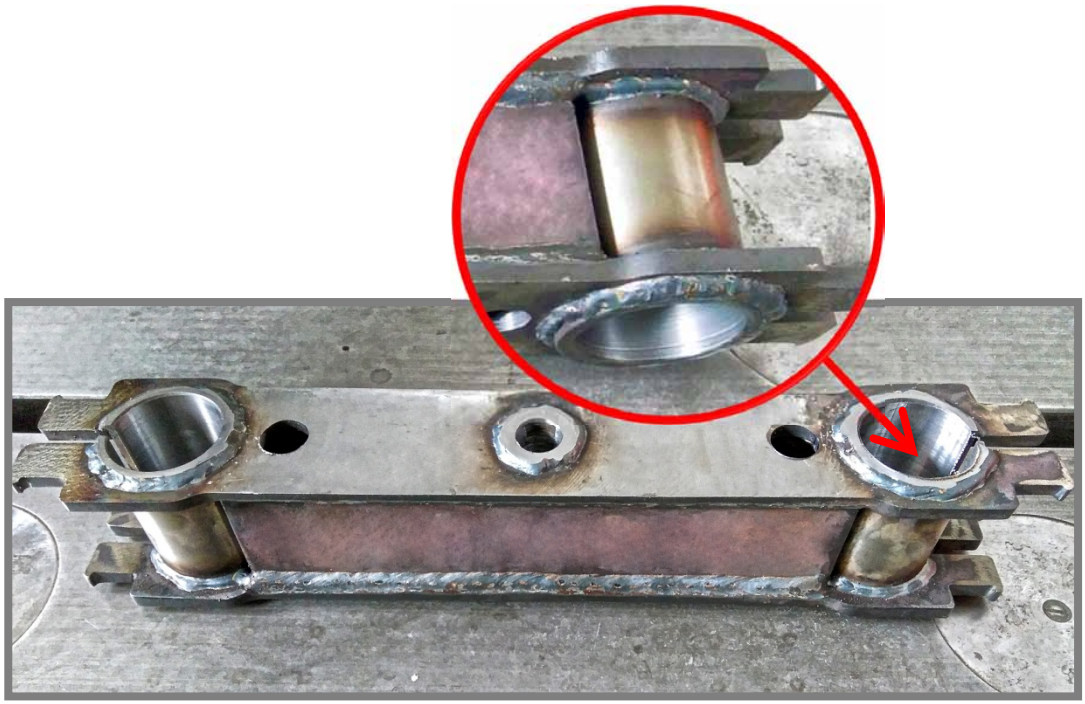
Tab. 14 Deformace vyztuženého příčníku ve svislém směru + rozšíření

PRŮHYB PŘÍČNÍKU VZNIKLÝ KOMBINOVANÝM NAMÁHÁNÍM	
VARIANTA PŘÍČNÍKU Č.	Průhyb ve vertikálním směru
	[mm]
3	**0,08**
6	0,15
VYROBENÝ	0,07
VYROBENÝ + ÚPRAVA	0,07

Z uvedených tabulek je patrné, že vyrobený příčník by měl splňovat požadované parametry, a dokonce jeho průhyb při maximálním zatížení hydraulickým pulsátorem by se měl snížit na cca 0,07 mm.

5.1.1 Experimentální ověření funkčnosti příčníku

Svěrné pouzdro příčníku bylo třeba ověřit, zdali vyhovuje provozním parametrům testeru a zdali analytické i MKP výpočty, uvedené v práci, odpovídají realitě. Testování bylo provedeno na vyrobeném konstrukčním provedení příčníku znázorněném na obrázku číslo Obr. 5.4.



Obr. 5.4 Vyrobený příčník

Experiment byl proveden na hydraulickém lisu znázorněném na obrázcích číslo Obr. 5.5 a Obr. 5.6. Měření probíhalo pomocí siloměru a softwaru *DEWEsoft*. Siloměr bylo třeba nejprve zkalibrovat, k tomu posloužilo mechanické kalibrační zařízení (viz Obr. 5.5) a na základě této kalibrace vznikla převodní tabulka (Tab. 15), která převádí tlak hydraulického lisu na vyvinutou sílu.

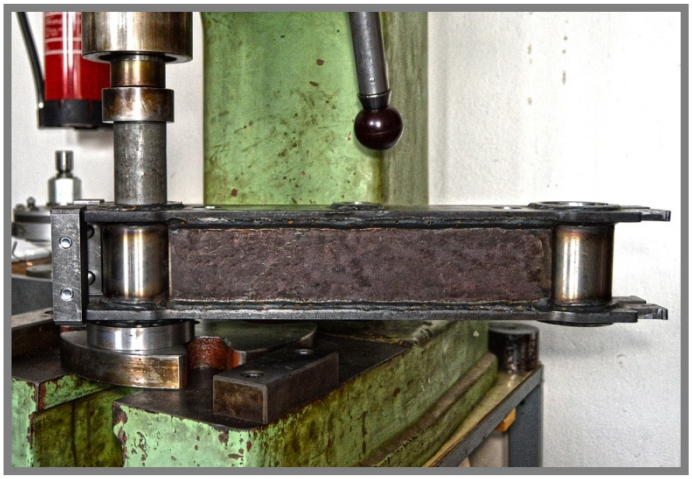
Tab. 15 Převodní tabulka

Tlak		Síla
[kp/cm^2]	[MPa]	[N]
67	6,57	0
70	6,86	637
80	7,85	4120
90	8,83	7000
100	9,81	10100

Šrouby jednoho svěrného pouzdra příčníku byly před experimentem dotaženy utahovacím momentem 36 Nm (stejně jako v MKP analýze) a při zatěžování hydraulickým lisem došlo k pohybu, sevřeného vzorku tyče, při tlaku 150 kp/cm^2 (tlak na manometru). To po úpravě odpovídá tlaku 83 kp/cm^2 (kdyby manometr ukazoval od nuly). Z tabulky číslo Tab. 15 je u síly patrná lineární závislost, a proto je snadné určit sílu od hydraulického lisu, která byla 24,04 kN, což je o něco vyšší než tomu bylo v případě MKP analýzy (20,245 kN). Závity svorek je vhodné namáhat dotažení šroubů maximálním utahovacím momentem 50 Nm, při kterém jedno svěrné pouzdro je schopno přenést sílu až o velikosti 42,87 kN, což je víc jak maximální zatížení, které hydraulický pulsátor dokáže vyvinout.

Nutno poznamenat, že zatížení 40 kN, vyvinuté hydraulickým pulsátorem, je maximální, jaké je schopen pulsátor vyvinout. Takto velké zatěžování se na Ústavu konstruování pro testování tlumičů ani zdaleka nepoužívá, v drtivé většině se zatěžování pohybuje pod hranicí 20 kN. Z uvedených výsledků experimentálního ověření příčníku tedy plyne, že vyrobená konstrukční varianta příčníku je z pevnostního hlediska dostatečná a sevření příčníku by mělo odolávat i silným dynamickým účinkům a prudkým změnám směru působící síly.

Obr. 5.5 Kalibrace siloměru



Obr. 5.6 Průběh testování (testovací stanice)

5.2 Celkové finanční náklady

Jedním z požadavků byla nízká cena celého zařízení, proto pro výrobu nebyly uvažovány žádné drahé operace, ale pouze se jedná o nakupované díly, výpalky, vrtání a jednoduché obrábění. Následující tabulka číslo Tab. 16 názorně shrnuje veškeré finanční náklady.

Tab. 16 Finanční náklady

Kategorie	Název položky	Počet	Cena za kus bez DPH	Cena celkem bez DPH	Cena kategorie bez DPH
		[ks]	[Kč]	[Kč]	[Kč]
Portálová konstrukce	Vodící tyč W60h6 (L=2700 mm)	2	4 848,0 Kč	9 696,0 Kč	**22 536,7 Kč**
	Tyč 4HR 100x100h11-200 (S235JRC+C)	1	250,0 Kč	250,0 Kč	
	Tyč 4HR 30x30h11-1250 (S235JRG2)	1	350,0 Kč	350,0 Kč	
	Svařování příčníku	2	2 740,0 Kč	5 480,0 Kč	
	Řezání vodním paprskem	1	3 320,0 Kč	3 320,0 Kč	
	Řezání laserem + ohýbání	1	3 440,7 Kč	3 440,7 Kč	
Pohonné jednotky	Motor EC070.240 56B14	1	1 924,0 Kč	1 924,0 Kč	**7 658,9 Kč**
	Šneková převodovka CM026060U-9 / 56B14	1	1 803,0 Kč	1 803,0 Kč	
	Řemenice HTD 24-05M-15	2	62,0 Kč	124,0 Kč	
	Ozubený řemen HTD 5M-15 - 4500 (metráž)	2	1 116,0 Kč	2 232,0 Kč	
	Polotovary na obrábění	1	1 000,0 Kč	1 000,0 Kč	
	Řezání laserem + ohýbání + svařování	1	575,9 Kč	575,9 Kč	
Ostatní	Nový plech pro vibroizolační stolici	2	235,5 Kč	471,1 Kč	**6 573,1 Kč**
	Kuličkové ložisko 60x90x125 (LMEF-60)	4	1 429,8 Kč	5 719,0 Kč	
	Vodící tyč W60h6 (L=110 mm)	1	383,0 Kč	383,0 Kč	
				CELKEM BEZ DPH	**36 768,6 Kč**

V současné době jsou vyrobeny dva kusy funkčních příčníků včetně svorek, zakoupeny dvě vodící broušené tyče a čtyři kusy lineární kuličkových ložisek. Pro všechny ostatní zbývající komponenty je vytvořena výkresová dokumentace (viz přílohy) včetně DXF křivek pro řezání plechů na vodním paprsku a laseru. Poté zbývá jednotlivé dílce lakovat a následně smontovat dle návodu, přiloženém v přílohách.

6

6 ZÁVĚR

V rámci diplomové práce bylo podrobně zanalyzováno současné konstrukční řešení portálové konstrukce, umístěné v laboratoři Ústavu konstruování, a zároveň byl popsán její postupný konstrukční vývoj. Současně s tímto poznáním byl proveden průzkum trhu se zaměřením na testery tlumičů, zařízení pro mechanické zkoušky a jiné portálové konstrukce, kde byly body zájmu způsoby konstrukce portálů a možnosti pohybu a aretace příčníků, pohybujících se v portálových konstrukcích.

Na základě poznatků, nabytých v rámci současného stavu poznání, bylo navrženo několik variant klíčových komponentů a konstrukčních uzlů, které byly následně zhodnoceny a do finálního konstrukčního řešení portálu postoupily ty nejvhodnější. Ty byly následně podrobně zpracovány a použity pro finální konstrukci portálu pro tester tlumičů, do kterého je snadné umístit hydraulický pulsátor od firmy INOVA s.r.o.

Návrh portálu doprovází podrobná výpočetní část (analytická i MKP), zabývající se klíčovými uzly, jako jsou svěrná pouzdra a především chování portálové konstrukce při cyklickém zatěžování (tj. modální analýza). Všechny parametry nového konstrukčního návrhu splňují požadavky kladené zadáním diplomové práce a tím i technickým parametrům použitého hydraulického pulsátoru. Výstupem diplomové práce je experimentálně ověřený funkční vzorek dvou kusů příčníků a několik dalších konstrukčních komponentů. Dále je součástí výstupu práce kompletní výkresová dokumentace všech sestav, podsestav i dílů.

Závěrem je třeba uvést, že požadavky, kladené zadáním diplomové práce, byly splněny. Byl navržen nový portál pro tester tlumičů přímo na míru pro potřeby Ústavu konstruování, kde již s obdobnou konstrukcí mají letité zkušenosti. Novou konstrukci je snadné různě upravovat a modifikovat, zároveň je možné na ní provádět i jiné testy než jsou zkoušky tlumičů (viz Obr. 6.1, kde vlevo je konfigurace pro testování tlumičů a vpravo je konfigurace pro testování vibroizolačních vlastností MR ventilů). Pro pohon příčníků jsou navrženy dvě varianty, a to varianta s řetězovým kladkostrojem a varianta s motorickým pohonem.

Obr. 6.1 Vizualizace testeru tlumičů a jeho modifikací

7 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

[1] Projekt - Hydraulický pulzátor Œ Ginova 1.4. In: *Ústav konstruování* [PDF]. 2012 [cit. 2016-05-29]. Dostupné z: https://www.google.cz/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=2&ved=0ahUKEwjY2_27hv_MAhXMuhQKHZtHAMUQFggnMAE&url=http%3A%2F%2Fdl.uk.fme.vutbr.cz%2Fzobraz_soubor.php%3Fid%3D1788&usg=AFQjCNFEi3dyL9DYCgAZgt9omhVQOEu2mA&bvm=bv.123325700,d.d24&cad=rja

[2] Testery tlumičů pérování. In: *Autodíly MJauto* [online]. [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: http://www.mjauto.cz/testery-tlumicu-perovani

[3] Zkušební systémy pro zkoušky tlumičů. In: *LABTECH s.r.o.* [obrázek]. [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: http://www.zkusebni-stroje.cz/files/ckeditor//Fotky-Servo-hydraulicke/Damper_mts_003101.jpg

[4] Tester tlumičů TriStar. In: *ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ, Fakulta strojního inženýrství, Vysoké učení technické v Brně* [obrázek]. [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: http://uk.fme.vutbr.cz/img/obrazky_clanku/vyzkum_diagnostika/16.jpg

[5] Suspension Tester With Computerized Cabinet Console. In: IndiaMART InterMESH Ltd. [obrázek]. [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: https://3.imimg.com/data3/IN/FB/MY-2117442/suspension-tester-with-computerized-cabinet-console-250x250.jpg

[6] PRAŽÁK, František. *Tlumič odpružení jako prvek ovlivňující jízdní vlastnosti vozidel*. Brno, 2006. Dizertační práce. Tlumič odpružení jako prvek ovlivňující jízdní vlastnosti vozidel. Vedoucí práce Doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc.

[7] SMEJKAL, David. *Rekonstrukce testeru tlumičů*. Brno, 2010. Bakalářská práce. Vysoké učení v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc.

[8] Zkušební systémy pro zkoušky tlumičů. In: *LABTECH s.r.o.* [online]. [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: http://www.zkusebni-stroje.cz/zkusebni-systemy-pro-zkousky-tlumicu/

[9] Zatěžovací rámy pro zkoušky elastomerů. In: *LABTECH s.r.o.* [obrázek]. [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: http://www.zkusebni-stroje.cz/files/ckeditor//Fotky-Servo-hydraulicke/Elastomer_mts_003102.jpg

[10] 64.605_criterion_front. In: MTS Systems Corporation [obrázek]. [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: http://www.mtsmonotonic.com/wp-content/uploads/2017/04/resized/64.605_criterion_front-380x500-197.jpg

[11] Inova Praha s.r.o. *Inova Praha s.r.o.* [online]. [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: http://www.inova.cz/profil.htm

[12] Zkoušky tlumičů. In: *Inova Praha s.r.o.* [obrázek]. [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: http://www.inova.cz/pictures/zkousky_tlumicu/tlumic01.jpg

[13] Zkoušky pružin. In: *Inova Praha s.r.o.* [obrázek]. [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: http://www.inova.cz/pictures/zkousky_pruzin/pruzina01.jpg

[14] Vysokocyklová a nízkocyklová únava. In: *Inova Praha s.r.o.* [obrázek]. [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: http://www.inova.cz/pictures/vysokocykl_unava/vysokocykl01.jpg

[15] About ACTM. *ACTM inc.* [online]. [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: http://www.actminc.com/about/about.html

[16] The Online Damper / Shock Absorber Tester. In: *Http://www.actminc.com* [obrázek]. [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: http://www.actminc.com/images/Small%20on%20line%20damper%20tester.jpg
[17] The Laboratory Torsion / Tensile Material Tester. In: *ACTM inc.* [obrázek]. [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: http://www.actminc.com/images/Custom%20Torsion%20Tensile%20material%20tester.jpg
[18] About Instron. *Illinois Tool Works Inc.* [online]. [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: http://www.instron.co.uk/
[19] 5960 Dual Column Testing Systems for Tensile, Compression, Flexure, Peel testing. In: *Illinois Tool Works Inc.* [obrázek]. [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: http://www.instron.co.uk/~/media/images/instron/catalog/products/testing-systems/universal-testing-systems/5900-universal/5960-dual-column/detail2---5965-tabletop.jpg
[20] 8805 Servohydaulic Fatigue Testing System up to 1000 kN Capacity. In: *Illinois Tool Works Inc.* [obrázek]. [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: http://www.instron.co.uk/~/media/images/instron/catalog/products/testing-systems/dynamic-and-fatigue-systems/servohydraulic-fatigue/8805/detail2---8805-fatigue-test-system-fitted-with-optional-flexure-fixture.jpg
[21] Hydropuls Shock Absorber Test Machines. In: *Illinois Tool Works Inc.* [PDF]. [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: strain.instron.com/~/media/literature-library/products/2006/01/hydropuls-shock-absorber-test-machines.pdf?la=en
[22] About Us, Roehrig Engineering. *Roehrig Engineering, Inc.* [online]. [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: http://roehrigengineering.com/about/
[23] 6K EMA. In: *Engineering, Inc.* [obrázek]. [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: http://roehrigengineering.com/wp-content/uploads/ROEHRIG007.png
[24] 10VS Electric Rotary Actuators. In: *Engineering, Inc.* [obrázek]. [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: http://roehrigengineering.com/wp-content/uploads/10VS_20VS_no_cage.png
[25] ČAJKA, Lukáš. *Měření charakteristik tlumičů*. Brno, 2008. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Petr Porteš, Dr.
[26] Shock Absorber Dynamometer BTP 2000. In: *SPA Design* [obrázek]. [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: http://www.spa-uk.co.uk/spa/images/tftuneddyno.jpg
[27] Shock Absorber Dynamometer Clubman 04. In: *SPA Design* [obrázek]. [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: http://www.spa-uk.co.uk/spa/images/club04a_2.jpg
[28] Automatic Cushioning Shock Tester ACST-200. In: *SHINYEI* [obrázek]. [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: http://www.yoshida-seiki.com/images/pic_ACST200_m.jpg
[29] Lulzbot Taz 4 3D Printer. In: *Core Electronics* [obrázek]. [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: http://images.core-electronics.com.au/media/catalog/product/t/a/taz_4_3d_printer__tol-12944__01.jpg
[30] Max Micron – The First Affordable Dual Head 3D Printer With Auto Leveling and Laser Engraving Function. In: *3DPrinting.com* [obrázek]. [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: http://3dprinting.com/wp-content/uploads/2015/11/PrusaOnline.jpg

[31] Gmax-3d-printer-detail. In: *SolidSmack* [obrázek]. 2013 [cit. 2016-12-14]. Dostupné z: http://www.solidsmack.com/wp-content/uploads/2013/10/gmax-3d-printer-detail-01.jpg
[32] 200-400t Gantry crane with shield. In: *Jiangsu Jiali Hoisting Machinery Manufacturing Co.* [obrázek]. [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: http://www.txk.net.cn/uploadfiles/pro_largeimg/3071620110406015529752.jpg

[33] Garant für präzises Bearbeiten in XXL. In: *Industrie Anzeiger* [PDF]. [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: http://www.industrieanzeiger.de/c/document_library/get_file?uuid=280d89ce-f119-4c7e-ba44-6e40fa357c97&groupId=32571342
[34] The Fifties – Characteristics. In: *KOVOSVIT MAS, a. s.* [obrázek]. [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: http://www.kovosvit.com/img/historie/historie-50leta.png
[35] Каруселен струг. In: *Метал Консулт Инженеринг ООД.* [obrázek]. [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: http://mki-bg.com/uploads/products/022c37b2441b05988e904a39200f1906.jpg
[36] Fidia Gantry Type High Speed Machining Centres. In: *TDT Technology Ltd.* [obrázek]. [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: http://www.tdt-technology.co.uk/wp-content/uploads/2015/11/fidia-gtfm.png
[37] Shock Testing Machine. In: *Asia Manufacturer Directory* [obrázek]. [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: http://www.asia-manufacturer.com/whousepic/a46/36703/pb_g25q1291449993.jpg
[38] Half sine wave shock testing Accelerated mechanical. In: *ASLi (CHINA) TEST EQUIPMENT CO., LTD.* [obrázek]. [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: http://sc02.alicdn.com/kf/HTB1dJbtHpXXXXXaXpXXq6xXFXXXr/Half-sine-wave-shock-testing-Accelerated-mechanical.jpg
[39] Shock Tower Bosica. In: *Cascade Technical Sciences, Inc.* [obrázek]. [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: http://www.cascadetek.com/sites/www.cascadetek.com/files/styles/header_image/public/page-headers/Shock%20Tower%20Bosica.jpg?itok=vrDBGeve
[40] Acceleration Mechanical Shock Tester. In: *ASLi (CHINA) TEST EQUIPMENT CO., LTD.* [obrázek]. [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: http://www.aslitesting.com/upload_files/2014/1/i_20140105_183707486.jpg
[41] Automated Pneumatic Shock Tester with Max. Load of 10 Kg (UN 38.3.4.4) - MSK-SS-10. In: *MTI Corporation* [obrázek]. [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: http://www.mtixtl.com/images/products/detail/DSC_0162R.jpg
[42] Elektrický naviják 1500 LBS. In: *Minibiker* [obrázek]. [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: http://www.minibiker.cz/icache2/2/62%283%29.jpg/elektricky_navijak_1500_lbs.jpg
[43] JÍCHA, M. *Konstrukce zátěžného rámu pro hydraulický zkušební stand.*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 81 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Milan Klapka, Ph.D.
[44] Pístní tyče chromované. In: *KOVAZ s.r.o.* [online]. [cit. 2016-12-14]. Dostupné z: http://www.kovaz.cz/pistni-tyce-chromovane-c2652/

[45] Elektrický lanový naviják 12V (1t) Mar-Pol. In: *Nářadí-nej* [obrázek]. [cit. 2016-12-14]. Dostupné z: https://www.naradi-nej.cz/dobre-naradi/Elektricky-lanovy-navijak-12V-1t-Mar-Pol-d1222.htm

[46] Ruční naviják 540kg DRAGON WINCH DWK 12, ocelové lano. In: *MAXIM Pneu s.r.o.* [obrázek]. [cit. 2016-04-30]. Dostupné z: http://www.maxim-pneu.cz/obr/394667-1-0-rucni-navijak-540kg-dragon-winch-dwk-12-ocelove-lano.jpg

[47] Řetězový kladkostroj Z100/0,25t – 10t. In: *Brano a.s.* [obrázek]. [cit. 2016-12-14]. Dostupné z: http://www.brano-zz.cz/vyroba/zvedaci-zarizeni/retezove-kladkostroje/retezovy-kladkostroj-z100025t-10t/

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN 8

R_m [MPa] - mez pevnosti
R_e [MPa] - mez kluzu
x - počet sloupů
y - počet svěrných pouzder na jednom sloupu
n_1 - počet šroubů svěrného pouzdra
F_{puls} [N] - maximální axiální síla hydraulického pulsátoru
$F_{1,puls}$ [N] - max. ax. síla ve směru jedné vodící tyče působící na svěrné pouzdro
$F_{1,N,\,min}$ [N] - normálová síla na jeden svěrný spoj svěrného pouzdra
f - součinitel tření
t_1 [mm] - výška svěrného pouzdra
D [mm] - průměr broušených tyčí
S_1 [mm^2] - plocha sevření svěrným pouzdrem
$p_{1,min}$ [MPa] - minimální kontaktní tlak ve svěrném spoji svěrného pouzdra
p_D [MPa] - maximální dovolený tlak v kontaktu
$F_{1,min}$ [N] - minimální předpětí jednoho šroubu svěrného pouzdra
$A_{S,1}$ [mm^2] - výpočtový průřez šroubu svěrného pouzdra
$M_{1,min}$ [Nm] - krouticí moment pro dotažení šroubu svěrného pouzdra
$F_{12,max}$ [N] - maximální síla předpětí šroubu M12 8.8
$M_{12,max}$ [Nm] - maximální moment dotažení šroubu M12 8.8
d_1 [mm] - velký průměr šroubu svěrného pouzdra
d_3 [mm] - průměr šroubu pod závitem
k - součinitel pro výpočet krouticího momentu (k = 0,2)
σ_1 [MPa] - napětí ve šroubu svěrného pouzdra
$k_{1,MSP}$ - bezpečnost šroubu svěrného pouzdra vzhledem k MSP
n_2 - počet šroubů svěrného pouzdra jedné strany příčníku
m_2 [kg] - maximální hmotnost měřicí techniky na příčníku
$F_{2,puls}$ [N] - ax. síla puls. ve směru jedné vodící tyče na polovině příčníku
F_G [N] - síla od váhy měřicí techniky
$F_{2,N,\,min}$ [N] - normálová síla na jeden svěrný spoj příčníku
t_2 [mm] - výška plochy sevřenou příčníkem
S_2 [mm^2] - plocha sevřená příčníkem na jedné vodící tyči
$p_{2,min}$ [MPa] - minimální kontaktní tlak v jednom svěrném spoji příčníku
l_1 [mm] - kratší vzdálenost k bodu rotace
l_2 [mm] - delší vzdálenost k bodu rotace
$F_{2,min}$ [N] - minimální předpětí jednoho šroubu svěrného pouzdra příčníku
$A_{S,2}$ [mm^2] - výpočtový průřez šroubu svěrného pouzdra příčníku
d_2 [mm] - velký průměr šroubu svěrného pouzdra příčníku
σ_2 [MPa] - napětí ve šroubu svěrného pouzdra příčníku
$k_{2,MSP}$ - bezpečnost šroubu svěrného pouzdra příčníku vzhledem k MSP
P_1 [W] - výkon motoru motorického pohonu příčníku
U_1 [V] - napětí motoru motorického pohonu příčníku
n_1 [min^{-1}] - otáčky motoru motorického pohonu příčníku
n_2 [min^{-1}] - otáčky na výstupu ze šnekové převodovky
M_{k1} [Nm] - krouticí moment motoru motorického pohonu příčníku
M_{k2} [Nm] - krouticí moment na výstupu z převodovky
i - převodový poměr šnekové převodovky

9 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obr. 1.0 Současná měřicí stanice ... 13
Obr. 1.1 Demontážní tester tlumičů od firmy MTS ... 14
Obr. 1.2 Impulsní dokmitový tester TriStar ... 14
Obr. 1.3 Rezonanční adhezní tester ... 14
Obr. 1.4 Rezonanční adhezní tester ... 15
Obr. 1.5 Způsob polohování příčníku ... 15
Obr. 1.6 Demontážní tester tlumičů ... 17
Obr. 1.7 Zatěžovací rám pro zkoušky elastomerů ... 17
Obr. 1.8 Staticko-hydraulický zatěžovací rám Criterion ... 17
Obr. 1.9 Tester tlumičů ... 18
Obr. 1.10 Tester vysokocyklové únavy ... 18
Obr. 1.11 Tester lisových pružin ... 18
Obr. 1.12 Tester tlumičů ... 18
Obr. 1.13 Tester torze a tahu ... 18
Obr. 1.14 Elektromechanický tester pevnosti v tahu ... 19
Obr. 1.15 Servo-hydraulický tester pevnosti v ohybu ... 19
Obr. 1.16 Tester tlumičů ... 19
Obr. 1.17 Tester s elektromagnetickým lineárním servopohonem ... 19
Obr. 1.18 Tester s elektromagnetickým rotačním servopohonem ... 19
Obr. 1.19 Pohled na testery tlumičů od firmy Dynamic Suspension ... 20
Obr. 1.20 Tester tlumičů BTP 2000 ... 21
Obr. 1.21 Tester tlumičů CLUBMAN 04 ... 21
Obr. 1.22 Tester tlumičů ACST-200 ... 21
Obr. 1.23 3D tiskána Lulzbot Taz 4 ... 22
Obr. 1.24 3D tiskárna Dual Head Prusa i3 ... 22
Obr. 1.25 Detail polohování příčníku 3D tiskárny zn. gMax ... 22
Obr. 1.26 Portálový jeřáb ... 23
Obr. 1.27 Portálová frézka ... 23
Obr. 1.28 Horizontální portálová vyvrtávačka ... 23
Obr. 1.29 Karuselový soustruh ... 24
Obr. 1.30 CNC obráběcí centrum ... 24
Obr. 1.31 Portál zavěšen na jednom řetězu ... 24
Obr. 1.32 Portál zavěšen na dvou řetězech ... 24
Obr. 1.33 Detail zavěšení portálu na jednom řetězu ... 25
Obr. 1.34 Jeden kuličkový šroub letmo stroje ... 25
Obr. 1.35 Jeden kuličkový šroub v rovině symetrie stroje ... 25
Obr. 1.36 Ozubený převod ... 26
Obr. 1.37 Ozubený převod – detailní pohled ... 26
Obr. 1.38 Varianta základny 1 ... 26
Obr. 1.39 Varianta základny 2 ... 26
Obr. 1.40 Celkový konstrukční návrh ... 27
Obr. 1.41 Celkový konstrukční návrh ... 28
Obr. 3.1 Svařovaný koncepční návrh stojanu portálu ... 32
Obr. 3.2 Šroubovaný koncepční návrh stojanu portálu ... 32
Obr. 3.3 Uložení vodících tyčí pomocí svěrných pouzder ... 33

Obr. 3.4 Aretace vodících tyčí pomocí svěrných pouzder vlastní výroby.....33
Obr. 3.5 Příčník nedělené konstrukce.....33
Obr. 3.6 Příčník dělené konstrukce 34
Obr. 3.7 Příčník nedělené konstrukce s vevařenými trubkami.....34
Obr. 3.8 Příčník dělené konstrukce s vevařenými trubkami.....34
Obr. 3.9 Znázornění míst možných konstrukčních úprav.....35
Obr. 3.10 DRAGOW WINCH DWK 12.....36
Obr. 3.11 Vodící šroub uprostřed portálu.....36
Obr. 3.12 Vodící šrouby po krajích portálu.....36
Obr. 3.13 Modul pohonu s ozubeným řemenem 37
Obr. 3.14 Koncepční řešení s lanovým navijákem.....38
Obr. 3.15 Koncepční řešení s jedním šroubem.....38
Obr. 3.16 Koncepční řešení s dvěma šrouby 38
Obr. 3.17 Koncepční řešení s ozubeným řemenem 38
Obr. 3.18 Lanový naviják.....39
Obr. 3.19 Pohled na koncepční řešení s lanovým navijákem.....39
Obr. 3.20 Řetězový kladkostroj.....39
Obr. 3.21 Pohled na koncepční řešení s řetězovým kladkostrojem.....39
Obr. 3.22 Pružinový balancér.....40
Obr. 3.23 Rozsah vzpěry 500 mm – 1107 mm.....40
Obr. 3.24 Rozsah vzpěry 700 mm – 1507 mm.....40
Obr. 3.25 Koncepční řešení s manuálním lanovým navijákem.....41
Obr. 3.26 Koncepční řešení s řetězovým kladkostrojem.....41
Obr. 3.27 Koncepční řešení s pružinovým balancérem.....41
Obr. 4.1 Schéma vlastního konstrukčního řešení 43
Obr. 4.2 Schéma základny portálu.....44
Obr. 4.3 Montáž základny na desku s T drážkami 45
Obr. 4.4 Sestava stojanu 45
Obr. 4.5 Rozpad pohledu na stojan.....45
Obr. 4.6 Umístění příčky ve stojanu.....46
Obr. 4.7 Rozložený pohled na příčku 46
Obr. 4.8 Řez svěrným pouzdrem 47
Obr. 4.9 Zjednodušený model svěrného pouzdra 50
Obr. 4.10 Konečnoprvková síť svěrného pouzdra.....50
Obr. 4.11 Parametry nelineárního materiálu 50
Obr. 4.12 Průběh redukovaného napětí svěrným pouzdrem 51
Obr. 4.13 Stav kontaktu svěrného pouzdra na vodící tyči.....51
Obr. 4.14 Průběh kontaktního tlaku svěrného pouzdra 51
Obr. 4.15 Celkový pohled na konstrukci příčníku.....52
Obr. 4.16 Jednotlivé díly svařence příčníku.....53
Obr. 4.17 Sestava pohyblivého příčníku 53
Obr. 4.18 Vzdálenosti na svěrném pouzdru příčníku 55
Obr. 4.19 Příčník s částečně rozříznutými pouzdry.....57
Obr. 4.20 Příčník s úplně rozříznutými pouzdry 57
Obr. 4.21 Výztužný svár příčníku.....60
Obr. 4.22 Sevření sloupu vyztuženou variantou příčníku č. 3.....61
Obr. 4.23 Kombinované namáhání vyztužené varianty příčníku č. 3 63
Obr. 4.24 Konstrukční řešení manuálního polohování příčníku 64

Obr. 4.25 Konstrukční řešení motorického polohování příčníku 65
Obr. 4.26 Univerzální kladka motorického pohonu..... 66
Obr. 4.27 Modul pohonné jednotky..... 66
Obr. 4.28 Varianty starého portálu 67
Obr. 4.29 Varianty nového portálu 67
Obr. 4.30 Varianty nového portálu s výztuhami..... 67
Obr. 4.31 Nastavení řešiče *Harmonic Response*..... 69
Obr. 4.32 Rozložení silového působení..... 69
Obr. 4.33 Deformace při předo-zadním kývání výškových variant 400 mm 70
Obr. 4.34 Deformace při kývání do stran výškových variant 400 mm..... 71
Obr. 4.35 Maximální napětí ve sloupech při největším namáhání 72
Obr. 4.36 Kontrola sloupů portálu vzhledem k únavovému porušování 73
Obr. 4.37 Nový tvar nosného plechu vibroizolační stolice..... 73
Obr. 4.38 Další využití testeru tlumičů..... 74
Obr. 5.1 Navržené polohy svarů 75
Obr. 5.2 Svary na vyrobených příčnících 75
Obr. 5.3 Možná konstrukční úprava vyrobených příčníků 75
Obr. 5.4 Vyrobený příčník..... 77
Obr. 5.5 Kalibrace siloměru..... 78
Obr. 5.6 Průběh testování (testovací stanice)..... 78
Obr. 6.1 Vizualizace testeru tlumičů a jeho modifikací..... 80

10 SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Cenové porovnání variant (zdroj CNC shop) 37
Tab. 2 Srovnání kontaktních tlaků svěrného pouzdra 52
Tab. 3 Vliv polohy svarů na deformaci svěrného pouzdra příčníku 58
Tab. 4 Vliv naříznutí na kontaktní tlak vzniklý předpětím šroubů 58
Tab. 5 Vliv naříznutí na kontaktní tlak vzniklý kombinovaným namáháním 59
Tab. 6 Deformace příčníku ve svislém směru 59
Tab. 7 Vliv výztuhy na kontaktní tlak vzniklý předpětím šroubů 60
Tab. 8 Vliv výztuhy na kontaktní tlak vzniklý kombinovaným namáháním 62
Tab. 9 Deformace vyztuženého příčníku ve svislém směru 62
Tab. 10 Vlastní frekvence portálu při testování tlumičů délky 400 mm 68
Tab. 11 Vliv polohy svarů na def. svěrného pouzdra příčníku + rozšíření 76
Tab. 12 Vliv výztuhy na kontaktní tlak vzniklý předpětím šroubů + rozšíření 76
Tab. 13 Vliv výztuhy na kontakt. tlak vzniklý kombi. namáháním + rozšíření 76
Tab. 14 Deformace vyztuženého příčníku ve svislém směru + rozšíření 76
Tab. 15 Převodní tabulka 77
Tab. 16 Finanční náklady 79

11

11 SEZNAM PŘÍLOH

Obsah

Seznam tabulek 90
Seznam obrázků 90
11.1 Polotovar vedení příčníku 92
11.1.1 Plné tyče 92
11.1.2 Duté tyče / silnostěnné trubky 94
11.2 MKP analýza polohy svarů na trubce svěr. pouzdra příčníku 96
11.3 MKP analýza sevření sloupu příčníkem 103
11.4 MKP analýza kombinovaného namáhání příčníku 105
11.5 MKP analýza sevření sloupu vyztuženým příčníkem 107
11.6 MKP analýza kombinovaného namáhání vyztuženého příčníku 108
11.7 Modální analýza 109
11.8 Návod na ustavení sloupů vůči hydraulickému pulsátoru 114
11.9 Seznam výkresové dokumentace 116

Seznam tabulek

Tab. 17 Parametry ložisek typu LMEF (Matis) 92
Tab. 18 Vlastní frekvence portálu při testování tlumičů délky 900 mm 109
Tab. 19 Vlastní frekvence portálu při testování tlumičů délky 1500 mm 109

Seznam obrázků

Obr. 11.1 Poloha svarů na příčníku dle varianty č. 1 96
Obr. 11.2 Poloha svarů na příčníku dle varianty č. 2 97
Obr. 11.3 Poloha svarů na příčníku dle varianty č. 3 98
Obr. 11.4 Poloha svarů na příčníku dle varianty č. 4 99
Obr. 11.5 Poloha svarů na příčníku dle varianty č. 5 100
Obr. 11.6 Poloha svarů na příčníku dle varianty č. 6 101
Obr. 11.7 Poloha svarů na příčníku dle varianty č. 7 102
Obr. 11.8 Sevření sloupu variantou příčníku č. 3 103
Obr. 11.9 Sevření sloupu variantou příčníku č. 6 104
Obr. 11.10 Kombinované namáhání varianty příčníku č. 3 105
Obr. 11.11 Kombinované namáhání varianty příčníku č. 6 106
Obr. 11.12 Sevření sloupu vyztuženou variantou příčníku č. 6 107
Obr. 11.13 Kombinované namáhání vyztužené varianty příčníku č. 6 108
Obr. 11.14 Deformace při předо-zadním kývání výškových variant 900 mm 110
Obr. 11.15 Deformace při kývání do stran výškových variant 900 mm 111
Obr. 11.16 Deformace při předо-zadním kývání výškových variant 1500 mm 112
Obr. 11.17 Deformace při kývání do stran výškových variant 1500 mm 113
Obr. 11.18 Sestavení sloupů 114
Obr. 11.19 Uložení hydraulického pulsátoru 114

Obr. 11.20 Uložení vodících tyčí do základny portálu.....115
Obr. 11.21 Kompletace horní části základny.....115

11.1

11.1 Polotovar vedení příčníku

Nová konstrukce portálu bude čerpat ze současného konstrukčního řešení a zároveň se bude inspirovat konstrukčními řešeními zanalyzovaných v rámci kapitoly *1. Současný stav poznání*. Do nové konstrukce portálu bude třeba zakomponovat snadné polohování příčníku, ať už manuální nebo motorické, příčník bude muset po sloupech portálu jezdit a z toho důvodu sloupy budou muset zároveň plnit funkci lineárního vedení a měli by mít kruhový průřez, případně průřez mezikruží. Na trhu je k dispozici několik polotovarů, z kterých portál lze vyrobit, ty se liší jednak v geometrické přesnosti a jednak v ceně, která je velmi důležitá, jelikož vodící tyče tvoří značné finanční náklady. Jedná se o nejnákladnější položku.

Na začátku je třeba si stanovit průměr sloupů, tak aby bylo možné provést cenové srovnání jednotlivých variant a zároveň i srovnání jejich geometrických přesností. Současný portál je sestaven z dutých profilů o vnějších rozměrech 60 mm x 60 mm. Dále je třeba uvažovat, že by po nových sloupech nového portálu, měla být schopna pohybu lineární kuličková ložiska typu LMEF s kruhovou přírubou od firmy Matis s.r.o. Jejich rozměrová řada včetně parametrů únosnosti je uvedena v tabulce číslo Tab. 17.

Tab. 17 Parametry ložisek typu LMEF (Matis)

Označení	Rozměry [mm]			Únosnost [N]	
	$\varnothing d^{H6}$	$\varnothing D^{h6}$	L	C_d	C_o
LMEF-08	8	16	25	270	410
LMEF-12	12	22	32	520	790
LMEF-16	16	26	36	590	910
LMEF-20	20	32	45	880	1400
LMEF-25	25	40	58	1000	1600
LMEF-30	30	47	68	1600	2800
LMEF-40	40	62	80	2200	4100
LMEF-50	50	75	100	3900	8100
LMEF-60	60	90	125	4800	10200

Na základě rozměrové analýzy požadovaných lineárních ložisek od firmy Matis s.r.o. volíme průměr sloupů portálu 60 mm.

*Lineární kuličkové ložisko s kruhovou přírubou, o rozměrech LMEF-60 stojí **3 460 Kč včetně DPH** (Matis s.r.o.)*

11.1.1

11.1.1 Plné tyče

Jak ukáže následující analýza trhu, tak plné tyče jsou nejlevnější alternativou, avšak na tuhosti stroje oproti dutým tyčím (trubkám) nijak výrazně nepřidají a jsou výrazně těžší. Z cenového hlediska je výhodnější koupit již hotovou tyč s požadovanými vlastnostmi, než koupit levný polotovar a následně jej složitě a draze opracovávat.

11.1.1.1

11.1.1.1 Kruhové tyče válcované za tepla

Tento typ tyčí se vyrábí ve spustě rozměrů, z materiálu nesoucí označení S235JR nebo S355J2. Problémem tohoto polotovaru je jeho ne příliš geometrická přesnost, která je způsobena délkou 6 m a jeho skladováním, kdy často není podepřen po celé své délce (***přímost 4 mm / 1000 mm***). Dále jeho povrch není dokonale rovný, není ani v dostatečné drsnosti pro pohyb valivého vedení a je třeba jej obrobit a provést povrchovou úpravu tak, aby nedocházelo ke korozi a poškození povrchu vlivem polohování příčníku, jeho aretací a pohybem valivého vedení po těchto tyčích. Výhodou těchto tyčí je jejich snadná obrobitelnost a zaručená svařitelnost.

*Tyč ocelová kruhová válcovaná za tepla S235JR, o průměru 60 mm, délce 1 m a váze 22,2 kg stojí **458,80 Kč včetně DPH** (Ferona, a.s.).*

*Tyč ocelová kruhová válcovaná za tepla S355J2, o průměru 60 mm, délce 1 m a váze 22,2 kg stojí **486,73 Kč včetně DPH** (Ferona, a.s.).*

11.1.1.2

11.1.1.2 Kruhové tyče tažené za studena

Tyče kruhového průřezu tažené za studena se stejně jako předchozí varianta vyrábí ve spustě rozměrů, z jakostnějších materiálů jako jsou například S355J2C+C, S235JRC+C, E335GC+C, 11SMn30+C a C45+C. ***Jejich průměr je tolerován mezní úchylkou h9***, což zajišťuje lepší povrch a přesnost než v případě předchozí varianty. Nevýhodou těchto polotovarů je absence povrchové a tepelné úpravy, kterou by bylo třeba dodělat, což by se projevilo na výsledných finančních nákladech a hlavně na broušení povrchu po kterém by se mohlo pohybovat lineární vedení.

*Tyč ocelová kruhová tažená za studena h9, o průměru 60 mm, délce 1 m a váze 22,195 kg stojí dle použitého materiálu v rozmezí **603,72 Kč až 661,72 Kč včetně DPH** (Ferona, a.s.).*

11.1.1.3

11.1.1.3 Broušené vodicí tyče

Broušené vodicí tyče jsou velmi geometrický přesné (vnější rozměr je standardně tolerován na ***h6 a přímost je 0,1 mm / 1000 mm***), neboť jsou vyráběny přímo pro aplikace, kde slouží jako vodící prvek. Jsou již povrchově upraveny, jak z hlediska drsnosti, tak i kalení. Nevýhodou je jejich obtížná svařitelnost, a proto je vhodné pro jejich upínání používat svěrná pouzdra, nebo jiné svěrné elementy.

*Broušená vodicí tyč indukčně kalená, typ W, o vnějším průměru 60 mm, délce 1 m, váze 22,2 kg a z materiálu **Cf53** nebo **Ck55**, stojí **2 317,51 Kč včetně DPH** (MATIS).*

*Broušená vodicí tyč indukčně kalená, typ W, o vnějším průměru 60 mm, délce 1 m, váze 22,2 kg a z materiálu **Cf53** nebo **Ck55**, stojí **3 039,52 Kč včetně DPH** (HIWIN).*

11.1.1.4

11.1.1.4 Chromované pístní tyče

Chromované pístní tyče se používají k výrobě základní pohyblivé části hydraulického válce, k tzv. pístnici. Tyče se vyznačují vynikajícími mechanickými vlastnostmi a bezkonkurenční odolností vůči korozi. Dělí se podle rozměru venkovního průměru, použitého materiálu a podle požadovaných technologických vlastností jejího povrchu [44]. Tyto tyče nejsou vhodné jako lineární vedení, proto se nedoporučuje pohyb

lineárních kuličkových ložisek po jejím povrchu. ***Přímost těchto tyčí je 0,3 mm / 1000 mm, tvrdost chromované vrstvy se pohybuje kolem HRC 55 ± 2, průměry jsou tolerovány na f7 nebo f8 a jejích povrch je velmi hladký, drsnost dosahuje až Ra_{max} = 0,2 µm.***

*Chromovaná pístní tyč indukčně kalená, typ HV, o vnějším průměru 60 mm, délce 1 m, váze 22,2 kg a z materiálu **Cf53** nebo **Ck55**, stojí **3 516,07 Kč včetně DPH** (MATIS).*

*Chromovaná pístní tyč indukčně kalená, typ HV, o vnějším průměru 60 mm, délce 1 m, váze 22,2 kg a z materiálu **Cf53** nebo **Ck55**, stojí **3 599,75 Kč včetně DPH** (HIWIN).*

*Pístnicová tyč chromovaná f7 o vnějším průměru 60 mm, délce 1 m, váze 22,2 kg a z materiálu **20MnV6**, stojí **1 700 Kč včetně DPH** (ARKOV.).*

*Pístnicová tyč chromovaná a broušená, o vnějším průměru 60 mm, délce 1 m, váze 22,2 kg a z materiálu **NIKROM 350**, stojí **5 580 Kč včetně DPH** (ARKOV.).*

11.1.2

11.1.2 Duté tyče / silnostěnné trubky

Duté tyče neboli silnostěnné trubky jsou velmi zajímavou alternativou, především z pohledu nižší váhy oproti plným tyčím. Jak následující srovnání napoví, je tato alternativa výrazně dražší, alespoň co se broušených variant týče.

11.1.2.1

11.1.2.1 Trubky ocelové bezešvé

Tyto trubky se vyrábí ve spustě rozměrů, z materiálu nesoucí označení S235G2T, S355J2H, E355 ad. Problémem tohoto polotovaru je jeho ne příliš geometrická přesnost, která je způsobena délkou 6 m a jeho skladováním, kdy často není podepřen po celé své délce. Dále jeho povrch nemusí být dokonale rovný (v dostatečné drsnosti) a je třeba jej obrobit na požadovaný rozměr a provést povrchovou úpravu tak, abych nedocházelo ke korozi. Tyto úpravy značně zvýší náklady na portál. Výhodou těchto trubek je jejich snadná obrobitelnost a zaručená svařitelnost.

Vhodný vnější průměr 60,3 mm se vyrábí se značnou řadou tloušťek stěn, a to 5 mm, 6,3 mm, 7,1 mm, 8 mm, 8,1 mm, 10 mm, 12, 5 mm, 14,2 mm a 17,5 mm.

*Trubka ocelová bezešvá o vnějším průměru 60,3 mm, tloušťce stěny 5 mm, délce 1 m a váze 6,82 kg stojí **269,00 Kč včetně DPH** (Ferona, a.s.).*

11.1.2.2

11.1.2.2 Broušené vodicí trubky

Broušené vodicí trubky jsou velmi geometricky přesné a povrchově vhodně upravené, tudíž jednak nehrozí koroze a jednak jsou vyráběny přímo pro aplikace, kde slouží jako vodící prvek. Dále jsou ***povrchově kalené na HRC 62 ± 2***, a tak nedojde k jejich porušení, otlačení apod. Nevýhodou je jejich obtížná svařitelnost, a proto je vhodné pro jejich upínání používat svěrná pouzdra, nebo jiné svěrné elementy. Trubky mají stejné vlastnosti jako tyče, jsou vyrobeny z ***materiálu C60 nebo 100Cr6***. Tím že jsou duté, se výrazně eliminuje jejich váha, avšak nevýhodou je jejich výrazně vyšší cena oproti plným tyčím. ***Přímost dutých broušených tyčí je 0,1 mm / 1000 mm.***

*Broušená vodicí trubka typu WH o vnějším průměru 60h7, délce 1 m a váze 14,8 kg stojí **7 852,41 Kč včetně DPH** (ARKOV).*

*Broušená vodicí trubka typu WH o vnějším průměru 60h7, délce 1 m a váze 14,8 kg stojí **6 066,82 Kč včetně DPH** (MATIS).*

11.1.2.3

11.1.2.3 Trubky pro hydraulické válce (trubky honované)

Jedná se o silnostěnné trubky s honovaným vnitřním průměrem, ***jehož rozměr je tolerován na H7. Přímost těchto trubek se pohybuje od 0,1 mm / 1000 mm do 0,5 mm / 2000 mm. Materiálem trubek je E355SR nebo E355.*** Tloušťky stěn pro vnější průměr 60 mm jsou 5 mm, 7,5 mm a 10 mm. Vnější průměr co do přesnosti, kvality a tvrdosti není řešen, odpovídá obyčejným bezešvým trubkám. Z toho důvodu je tento polotovar pro naše použití nedostačující.

*Pístnicová trubka honovaná H8 o vnějším průměru 60 mm, vnitřním průměru 50 mm, délce 1 m a váze 6,78 kg stojí **832,45 Kč včetně DPH** (ARKOV).*

11.1.2.4

11.1.2.4 Broušené chromované vodicí trubky

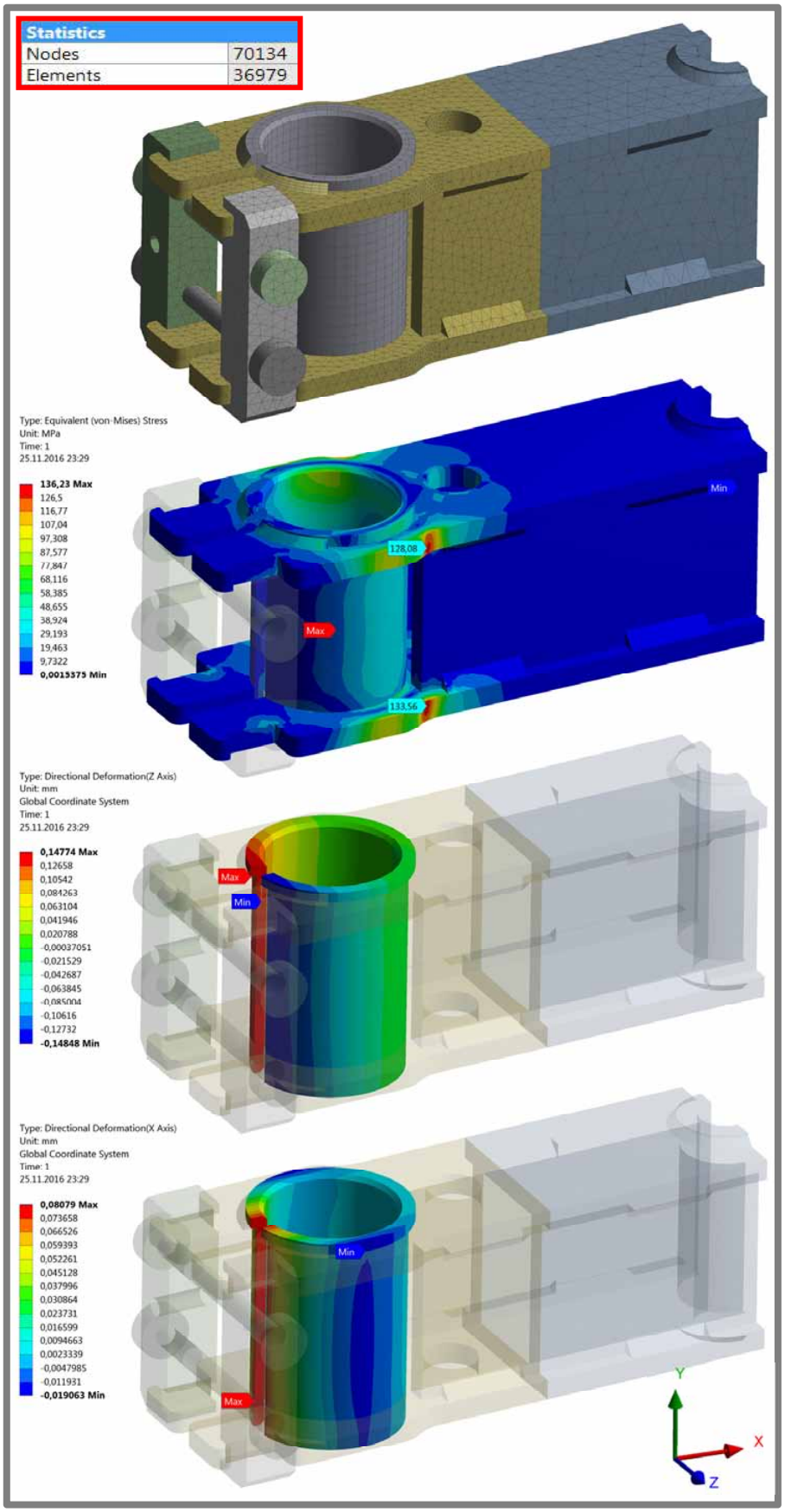
Chromované broušené vodící trubky se používají jednak jako vodící element a jednak k výrobě základní pohyblivé části hydraulického válce, k tzv. pístnici. Tyče se vyznačují vynikajícími mechanickými vlastnostmi a bezkonkurenční odolností vůči korozi. Dělí se podle rozměru venkovního průměru, použitého materiálu a podle požadovaných technologických vlastností jejího povrchu, všechny tyto tyče jsou obdobné jako u chromovaných pístních tyčí typu HV.

*Chromovaná dutá tyč indukčně kalená, typ WHV, o vnějším průměru 60 mm, délce 1 m, váze 14,2 kg a z materiálu **C60E**, stojí **6 033 Kč včetně DPH** (MATIS).*

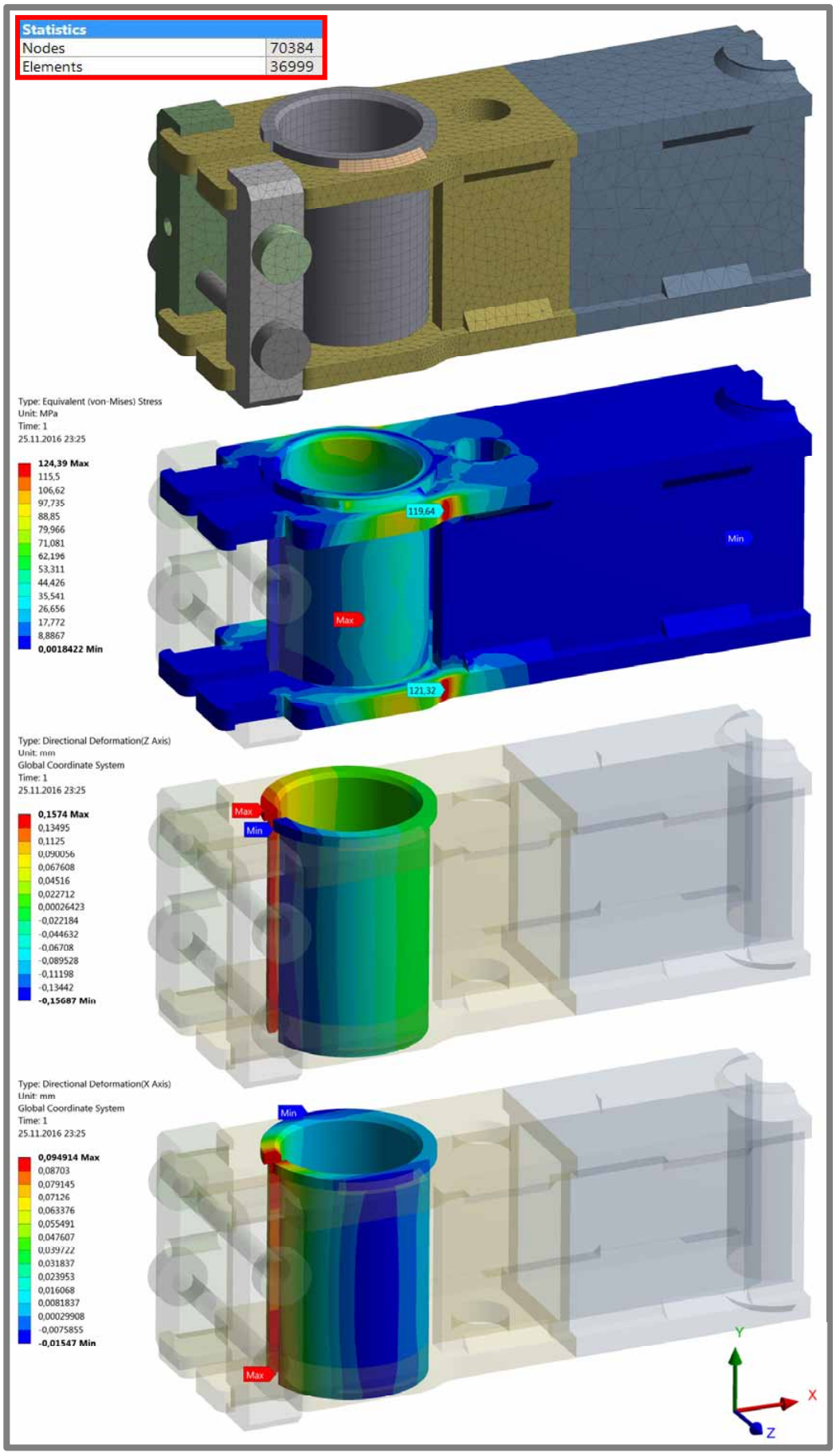
*Chromovaná pístní tyč indukčně kalená, typ WHV, o vnějším průměru 60 mm, délce 1 m, váze 14,2 kg a z materiálu **C60E**, stojí **7 592 Kč včetně DPH** (T.E.A. TECHNIK).*

11.2

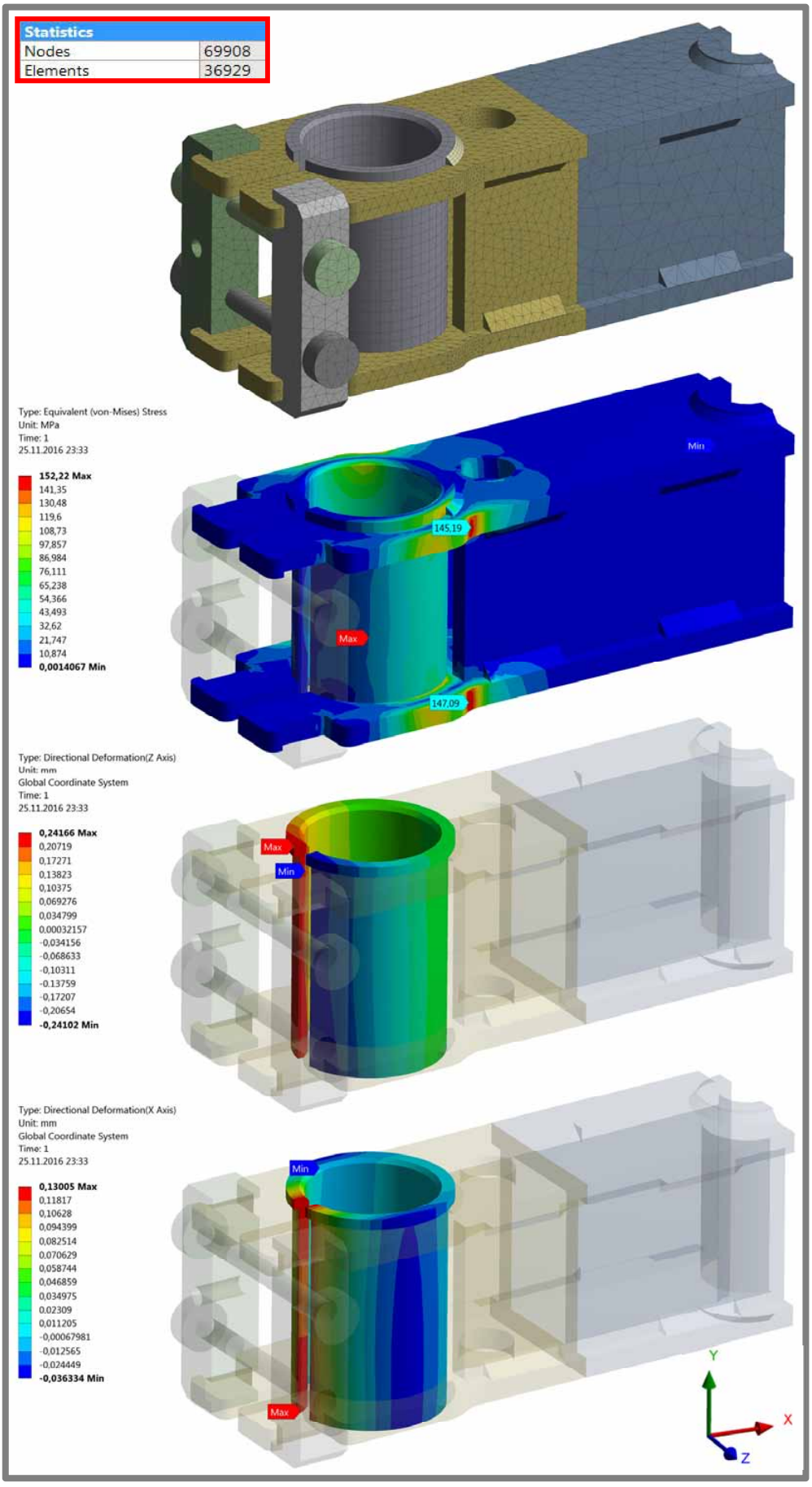
11.2 MKP analýza polohy svarů na trubce svěr. pouzdra příčníku



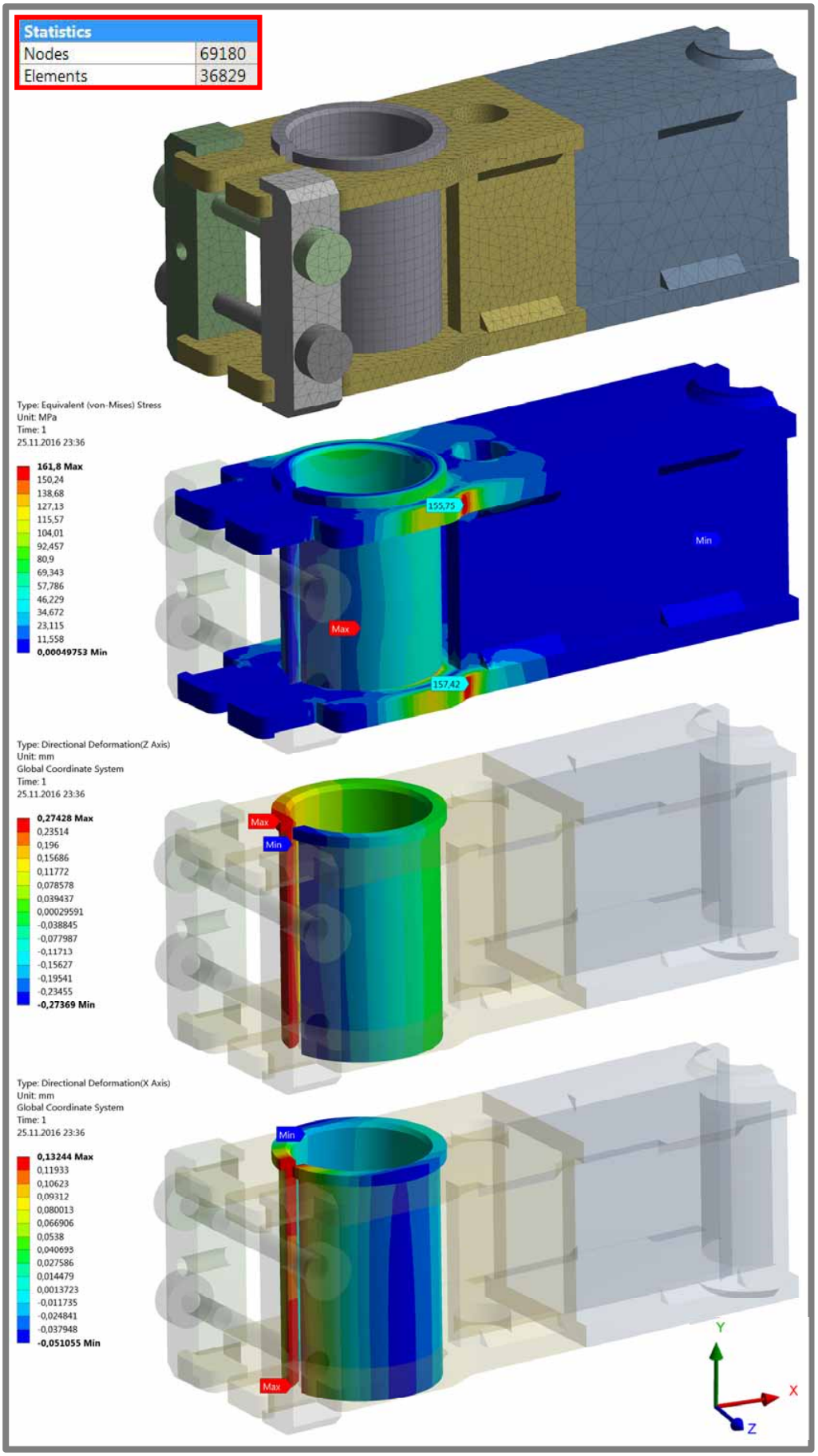
Obr. 11.1 Poloha svarů na příčníku dle varianty č. 1



Obr. 11.2 Poloha svarů na příčníku dle varianty č. 2

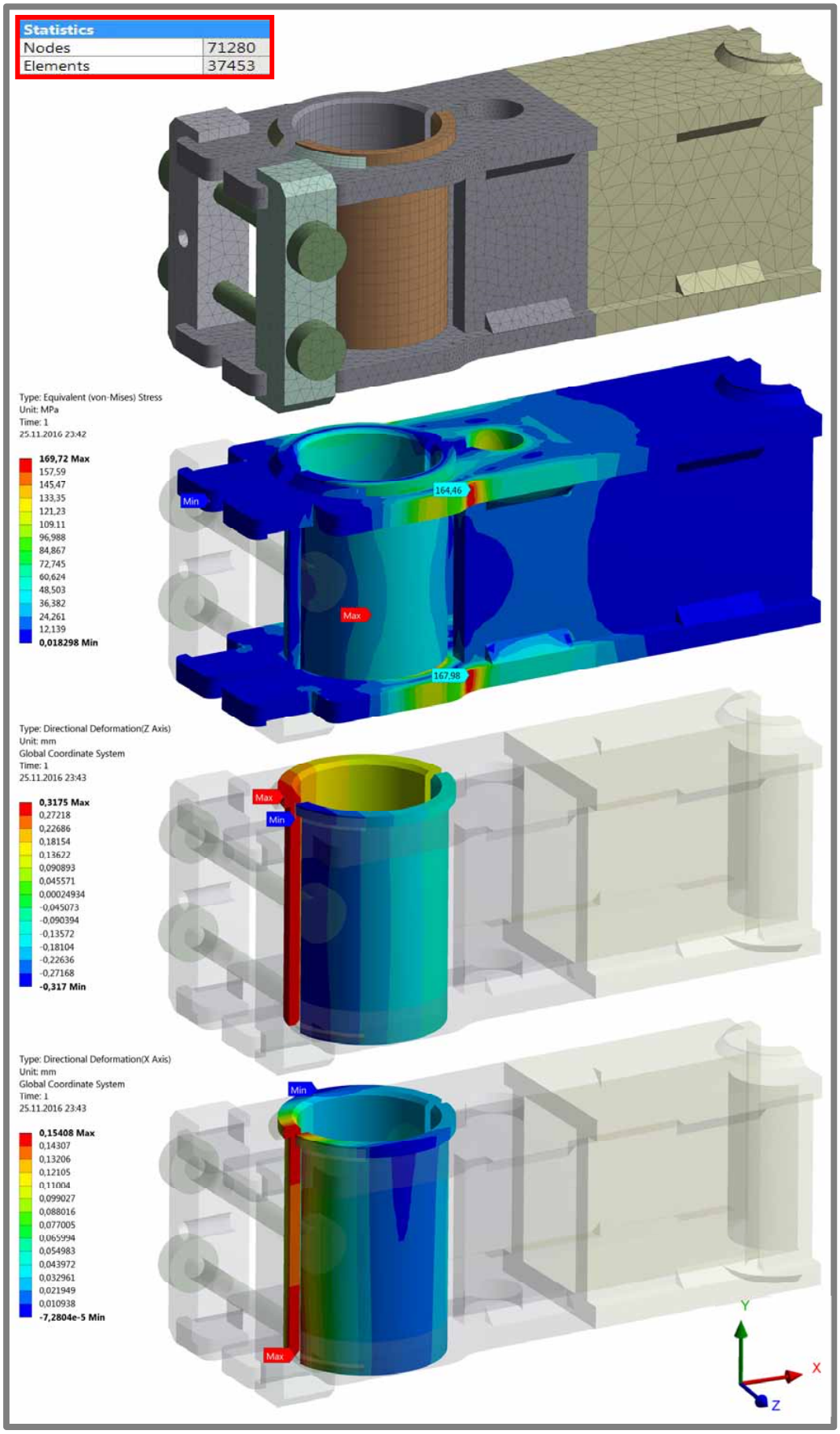


Obr. 11.3 Poloha svarů na příčníku dle varianty č. 3

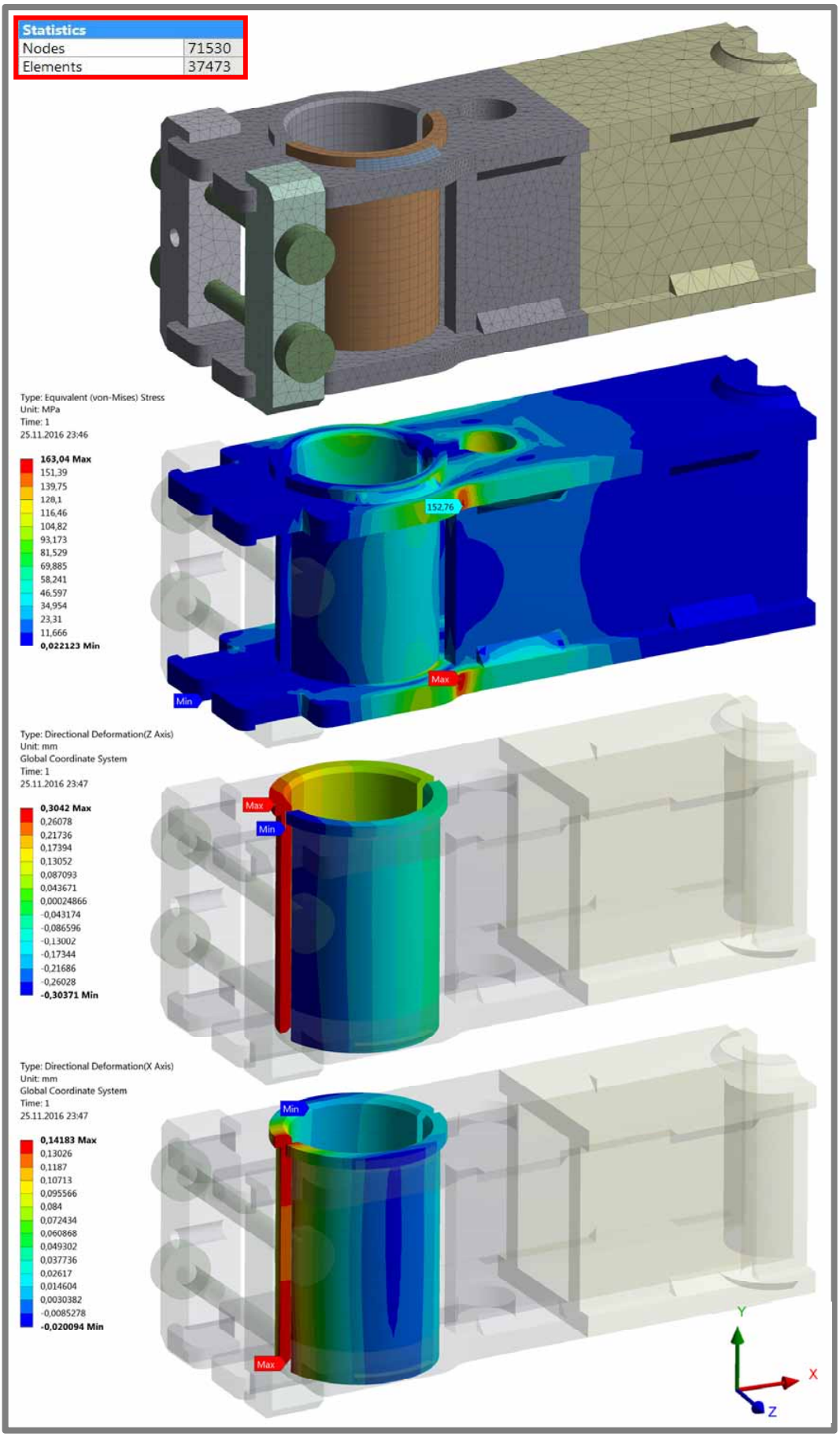


11

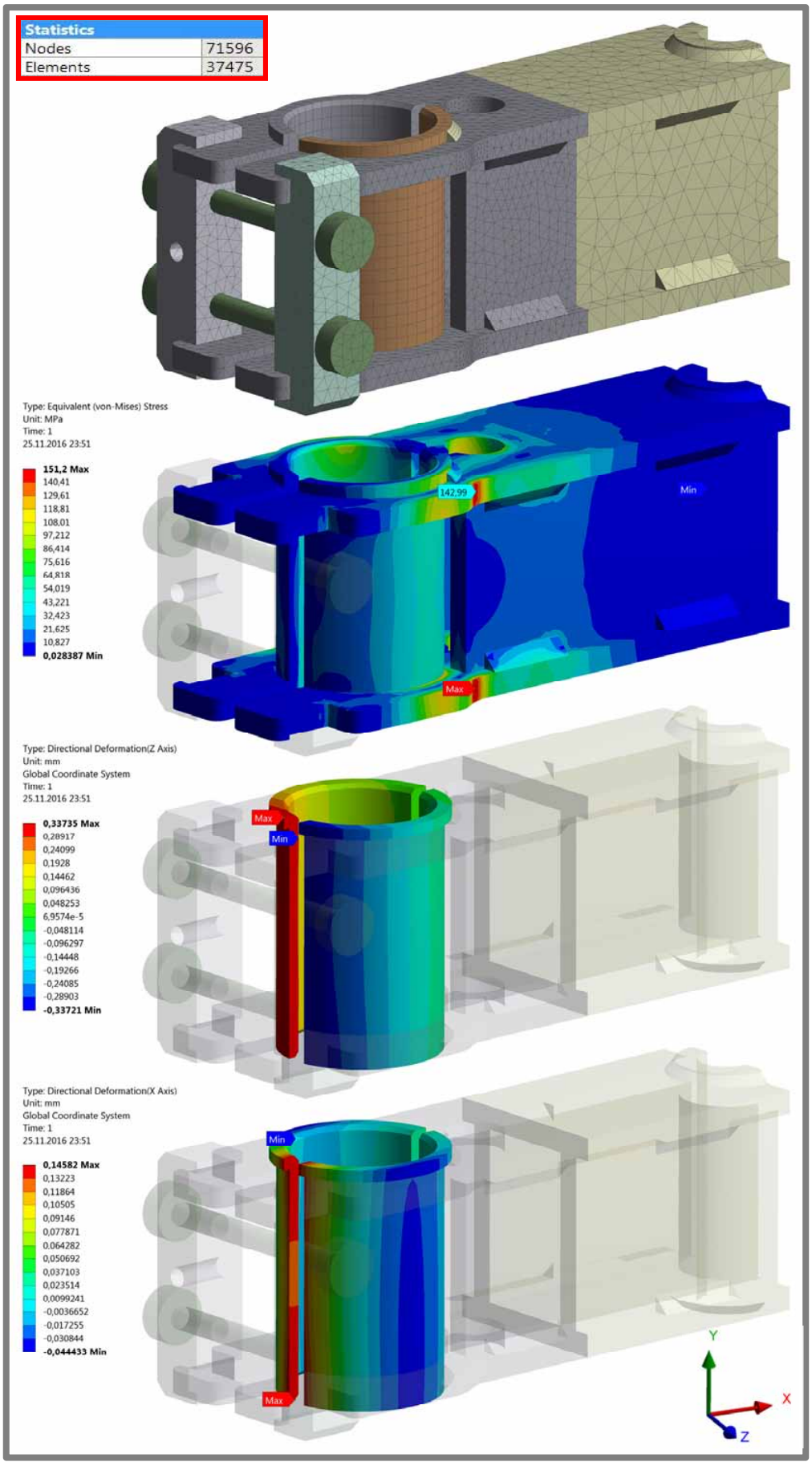
Obr. 11.4 Poloha svarů na příčníku dle varianty č. 4



Obr. 11.5 Poloha svarů na příčníku dle varianty č. 5

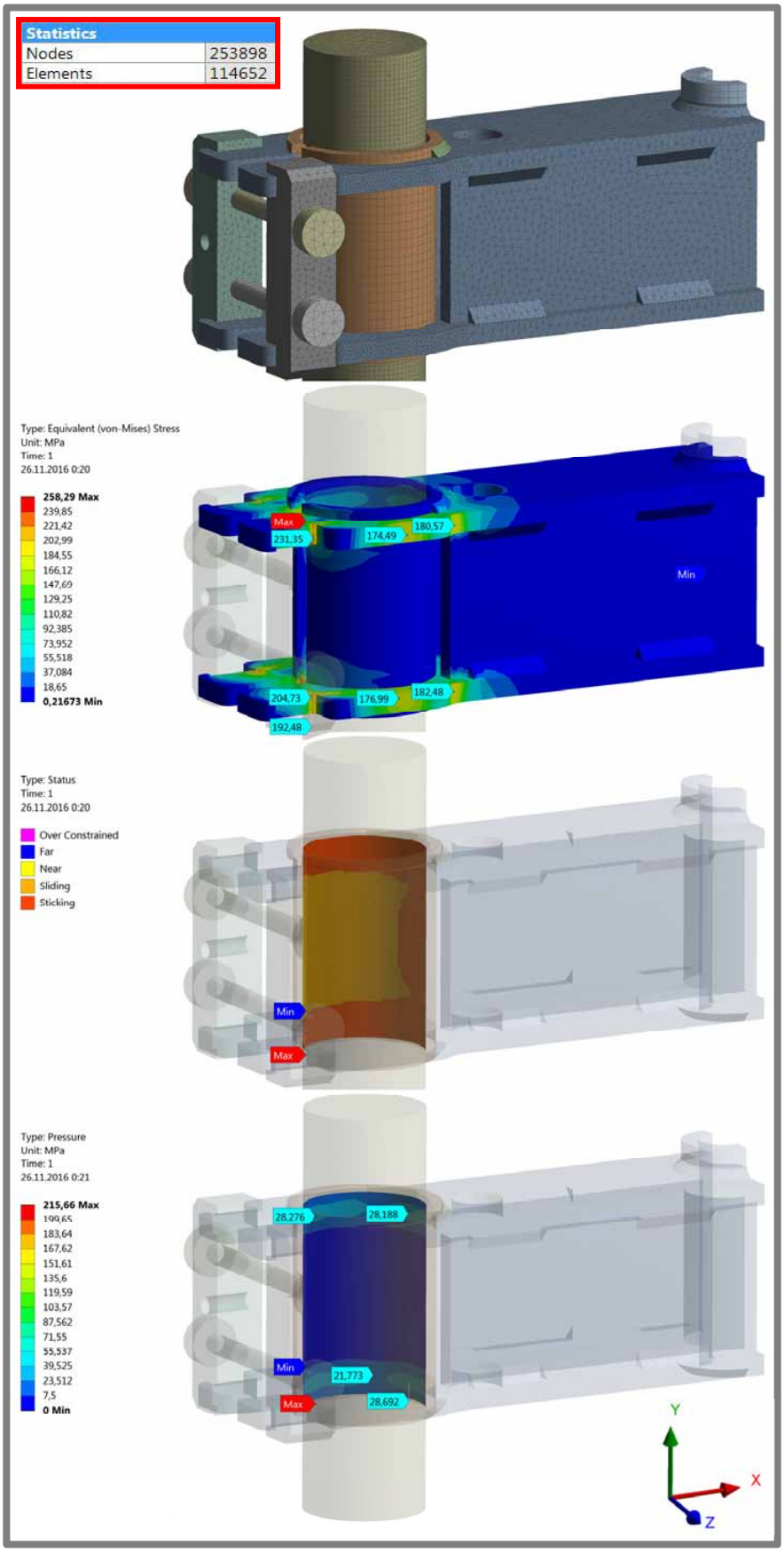


Obr. 11.6 Poloha svarů na příčníku dle varianty č. 6

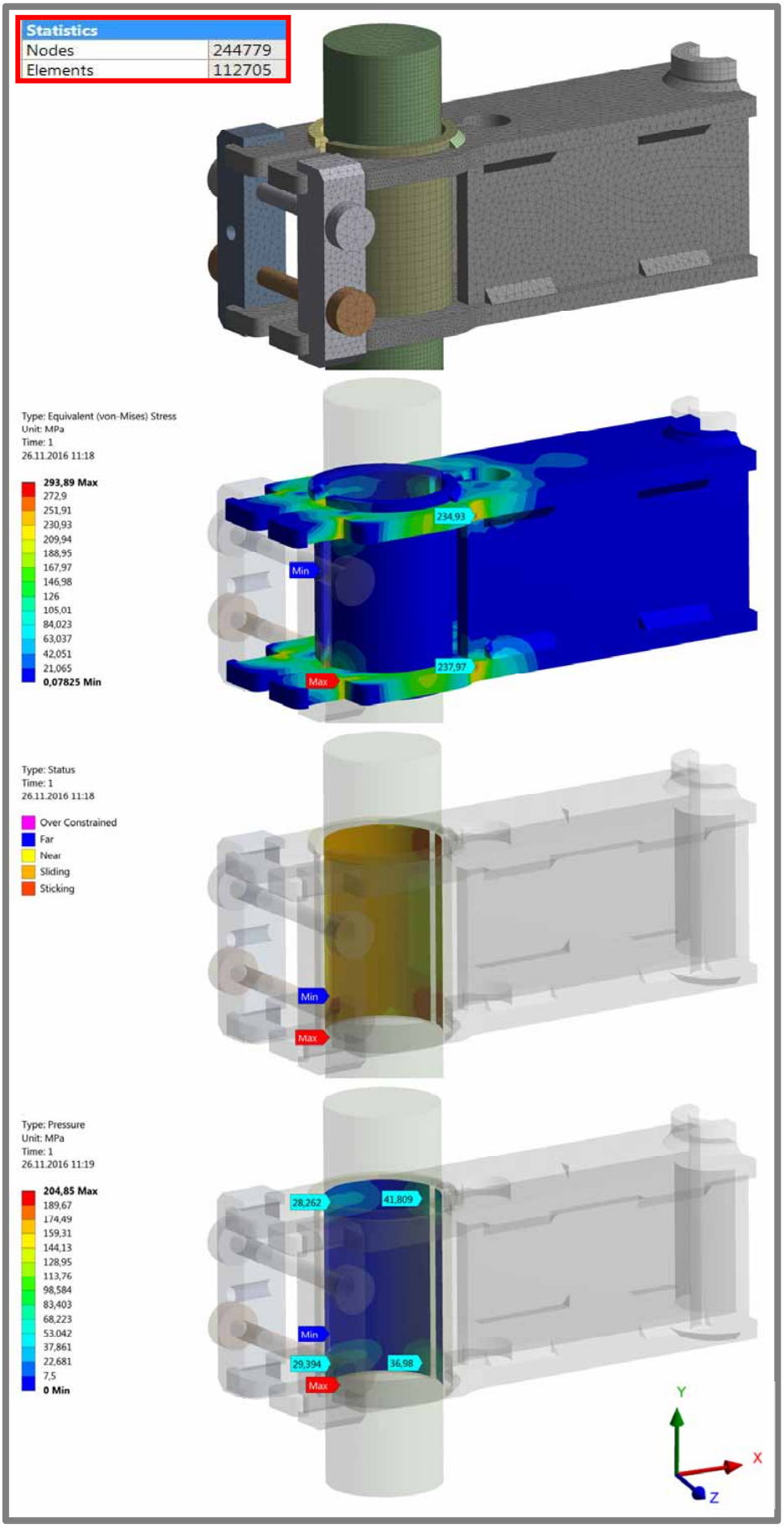


Obr. 11.7 Poloha svarů na příčníku dle varianty č. 7

11.3 MKP analýza sevření sloupu příčníkem

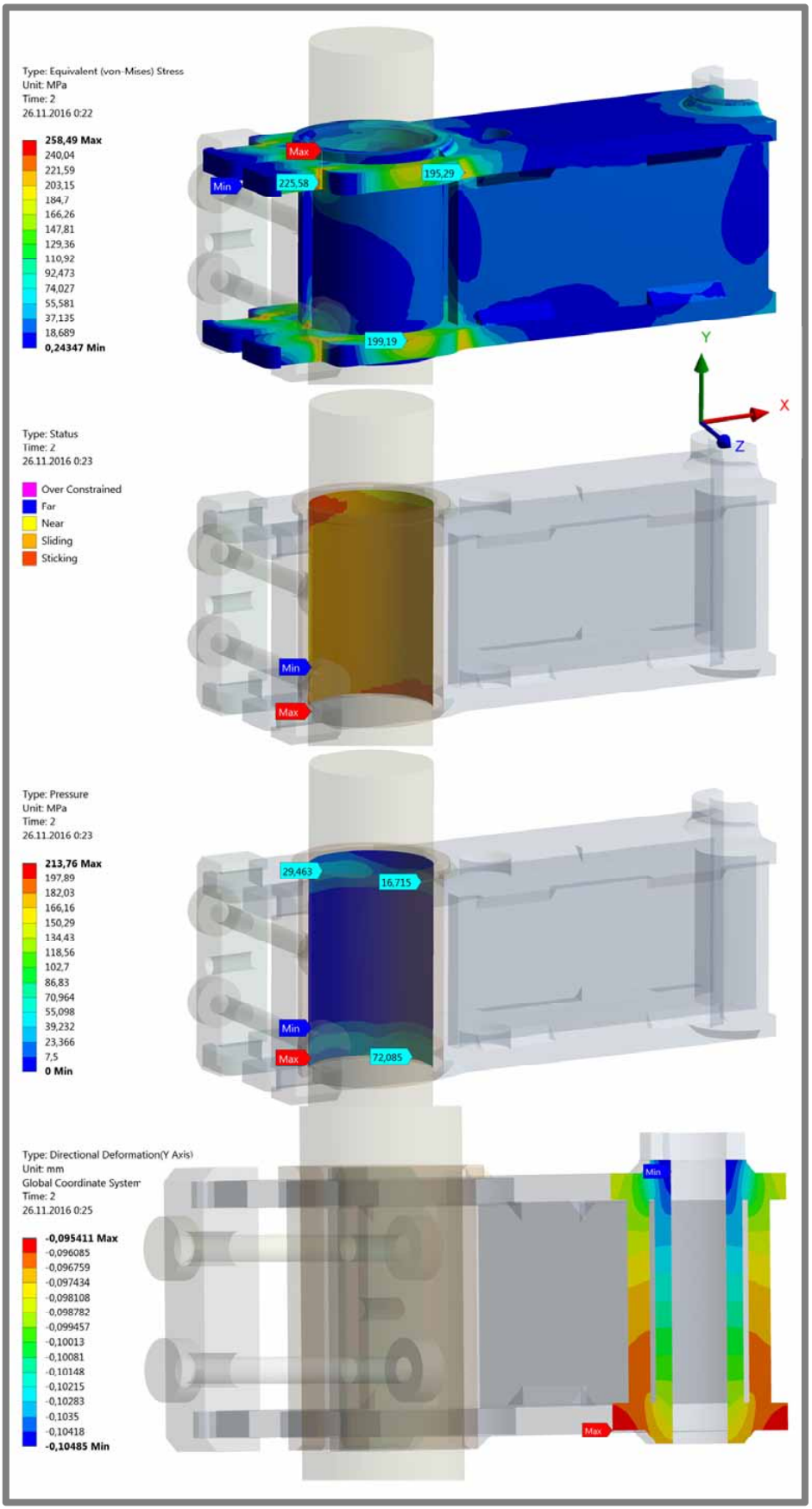


Obr. 11.8 Sevření sloupu variantou příčníku č. 3

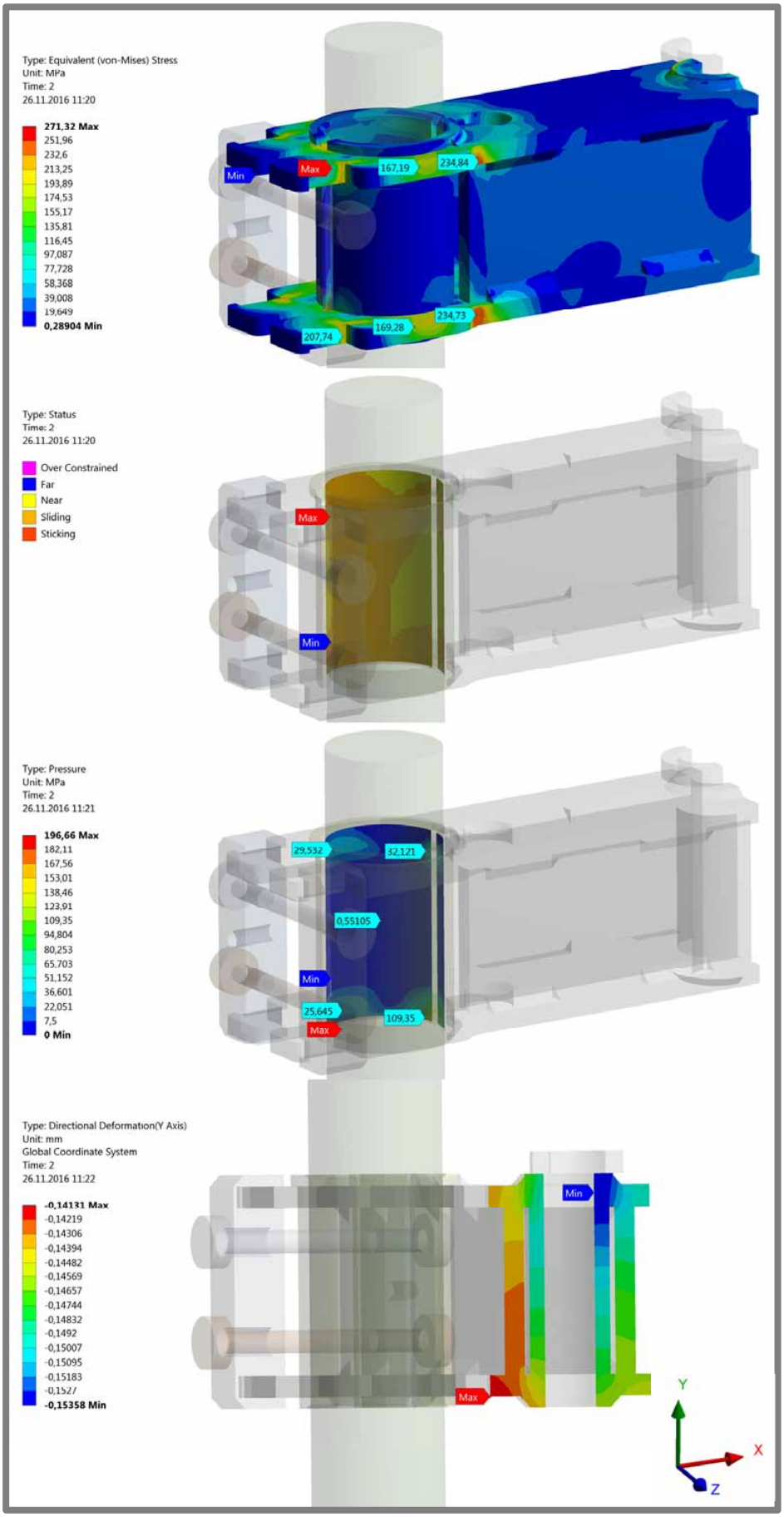


Obr. 11.9 Sevření sloupu variantou příčníku č. 6

11.4 MKP analýza kombinovaného namáhání příčníku

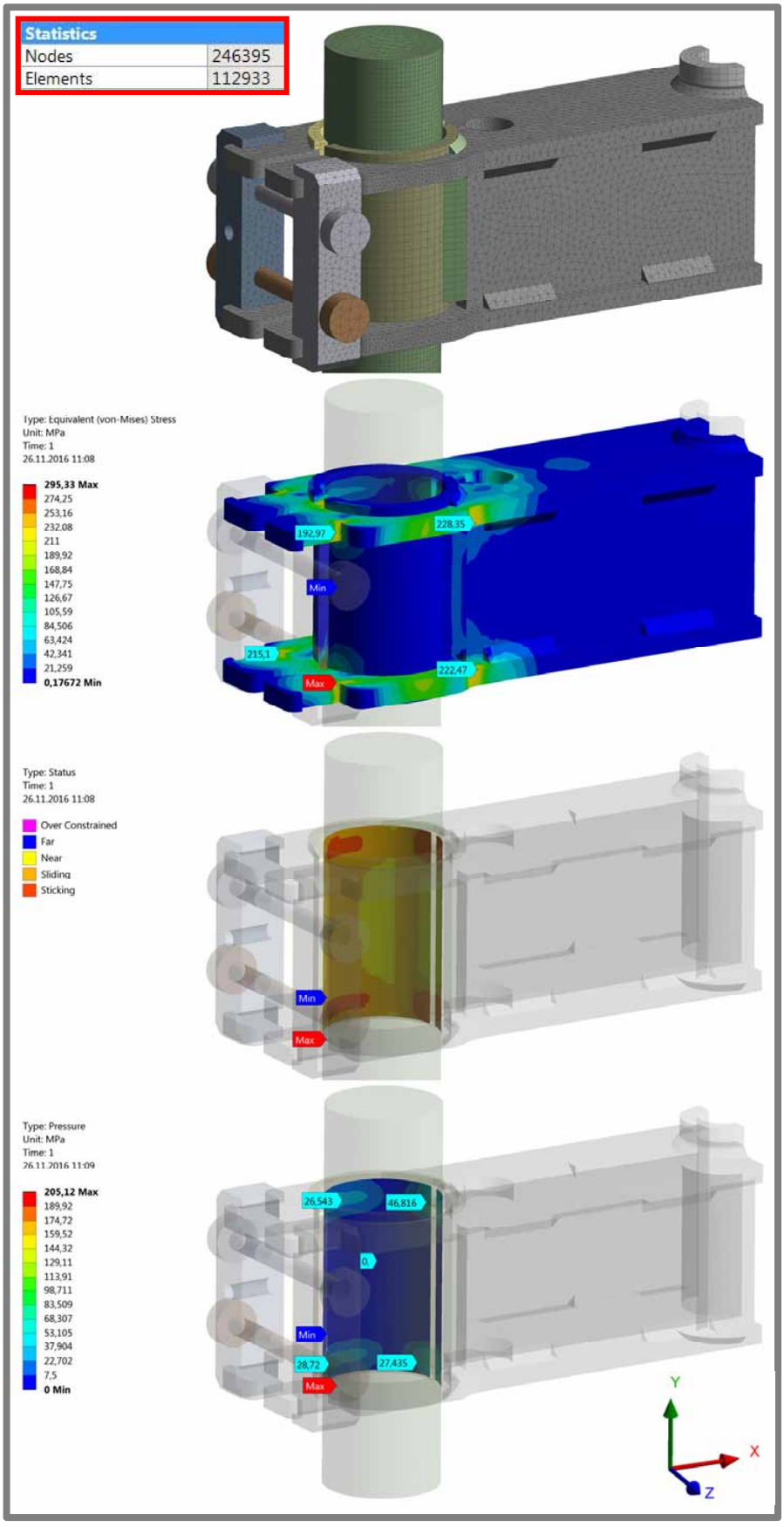


Obr. 11.10 Kombinované namáhání varianty příčníku č. 3



Obr. 11.11 Kombinované namáhání varianty příčníku č. 6

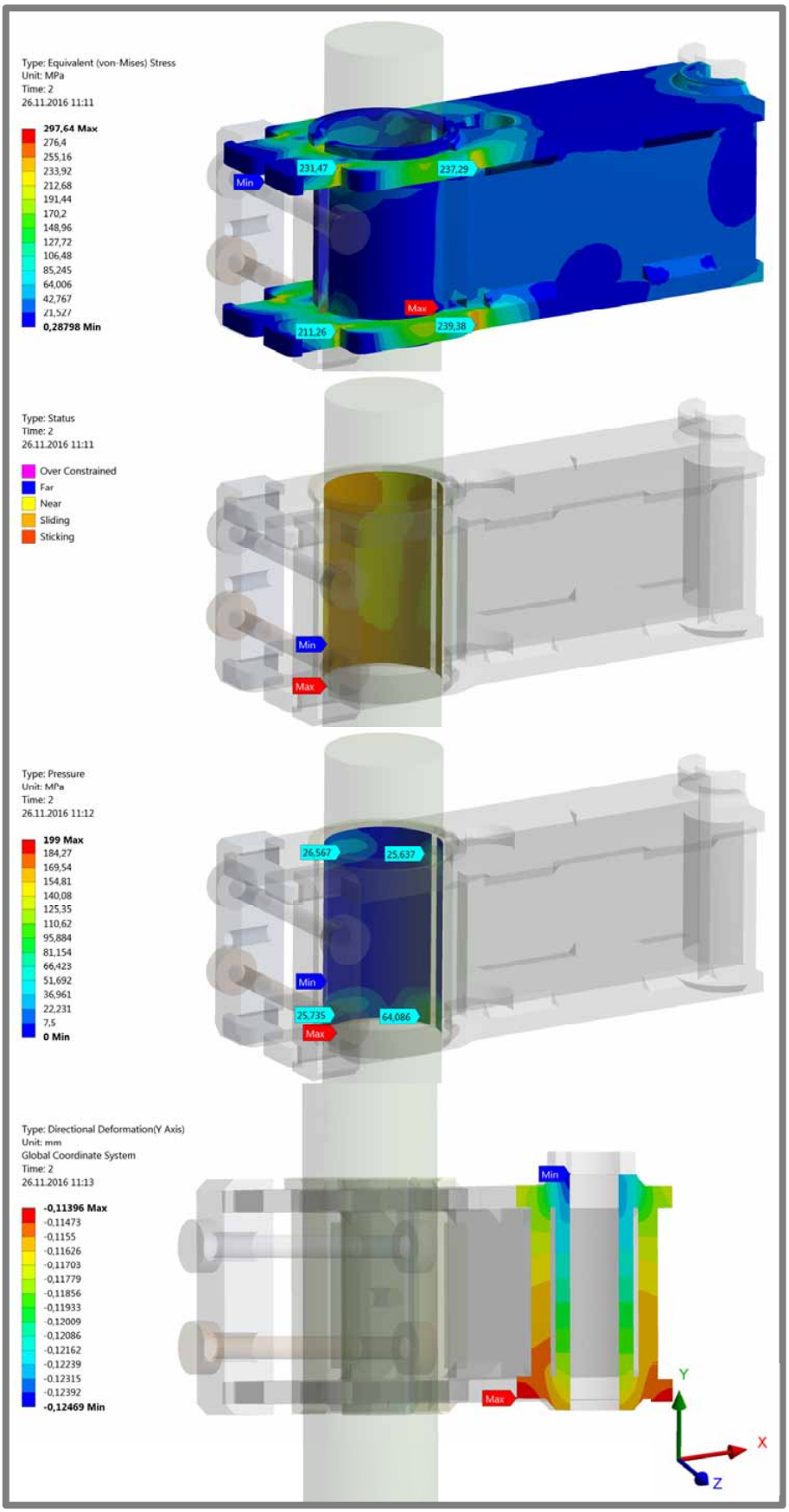
11.5 MKP analýza sevření sloupu vyztuženým příčníkem



Obr. 11.12 Sevření sloupu vyztuženou variantou příčníku č. 6

11.6

11.6 MKP analýza kombinovaného namáhání vyztuženého příčníku



Obr. 11.13 Kombinované namáhání vyztužené varianty příčníku č. 6

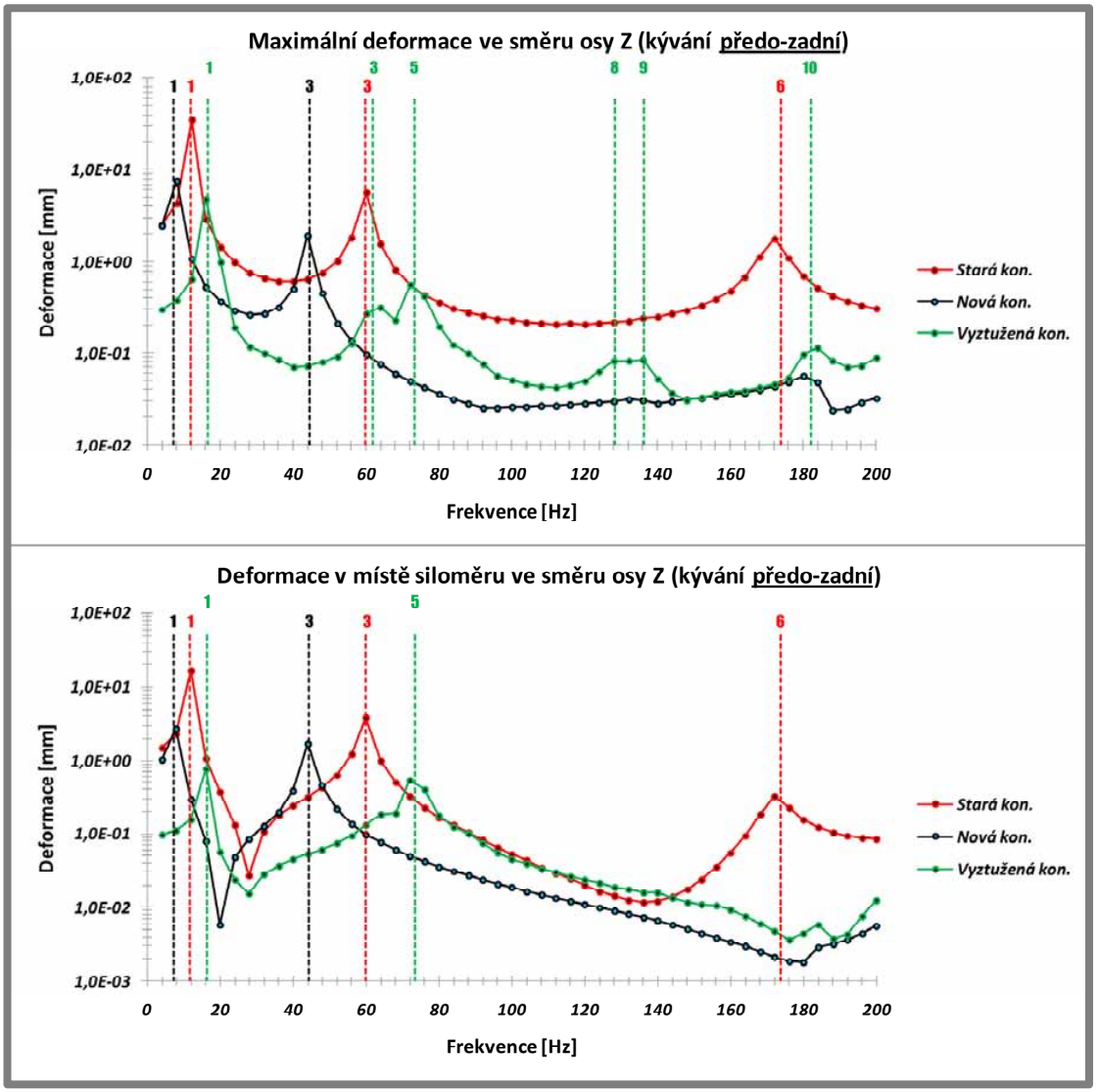
11.7 Modální analýza

Tab. 18 Vlastní frekvence portálu při testování tlumičů délky 900 mm

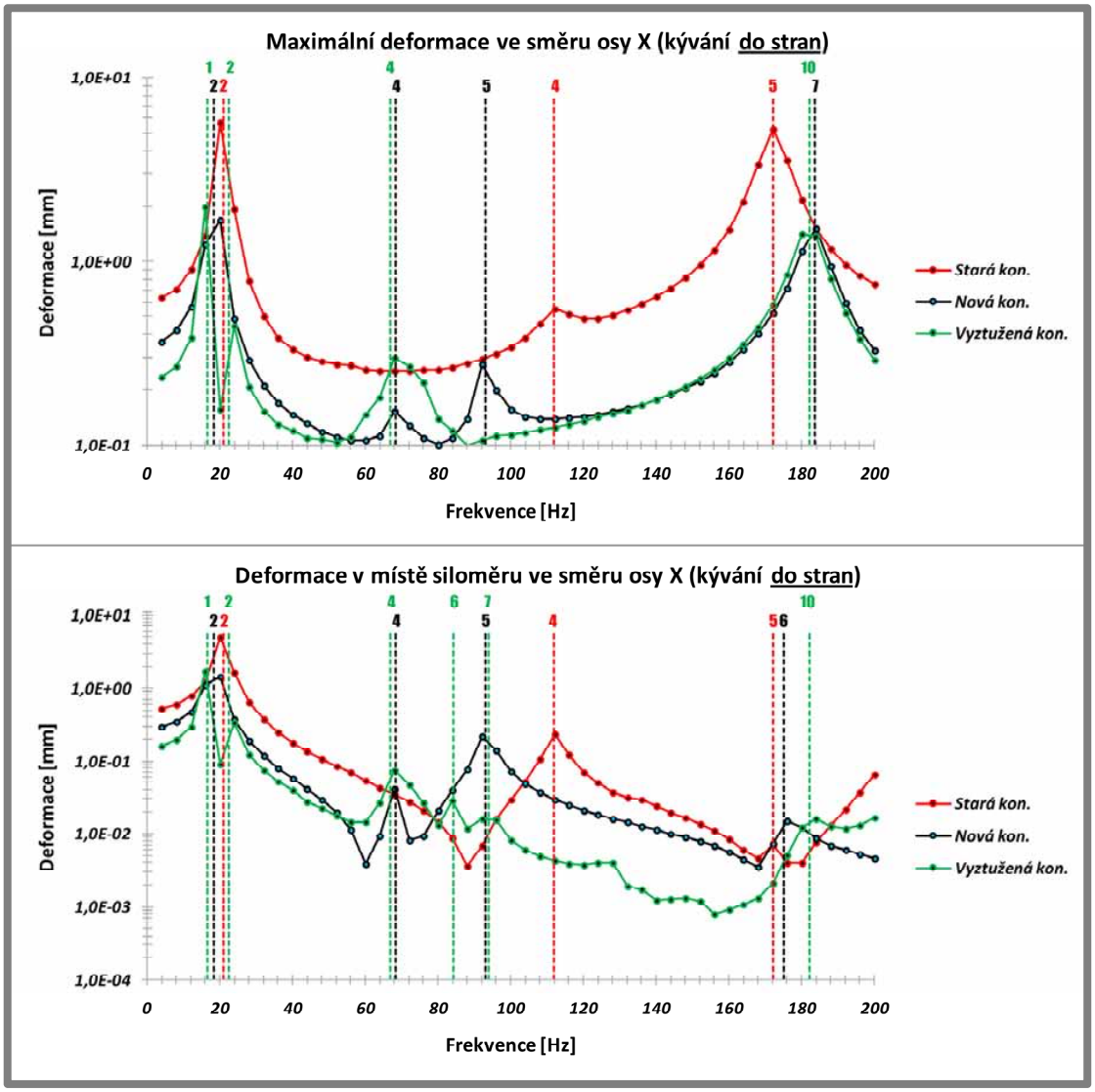
Varianta	Tvar	Frek. [Hz]	Směr kmitání	Pozn.
900 mm (stará konstrukce)	1	11,69	předo-zadní	
	2	21,03	do stran	
	3	59,82	předo-zadní	
	4	111,91	do stran	
	5	172,17	do stran	
	6	173,75	předo-zadní	
900 mm (nová konstrukce)	1	7,21	předo-zadní	
	2	18,42	do stran	
	3	44,44	předo-zadní	
	4	68,23	-	základna
	5	93,06	do stran	
	6	174,95	-	základna
	7	183,47	do stran	
900 mm (vyztužená konstrukce)	1	16,49	předo-zadní	
	2	22,42	do stran	
	3	61,69	kolem svislé osy	
	4	66,91	-	vzpěra
	5	73,34	-	vzpěra
	6	84,25	-	vzpěra
	7	93,86	-	vzpěra
	8	128,18	kolem svislé osy	
	9	136,19	předo-zadní	
	10	182,06	-	vzpěra

Tab. 19 Vlastní frekvence portálu při testování tlumičů délky 1500 mm

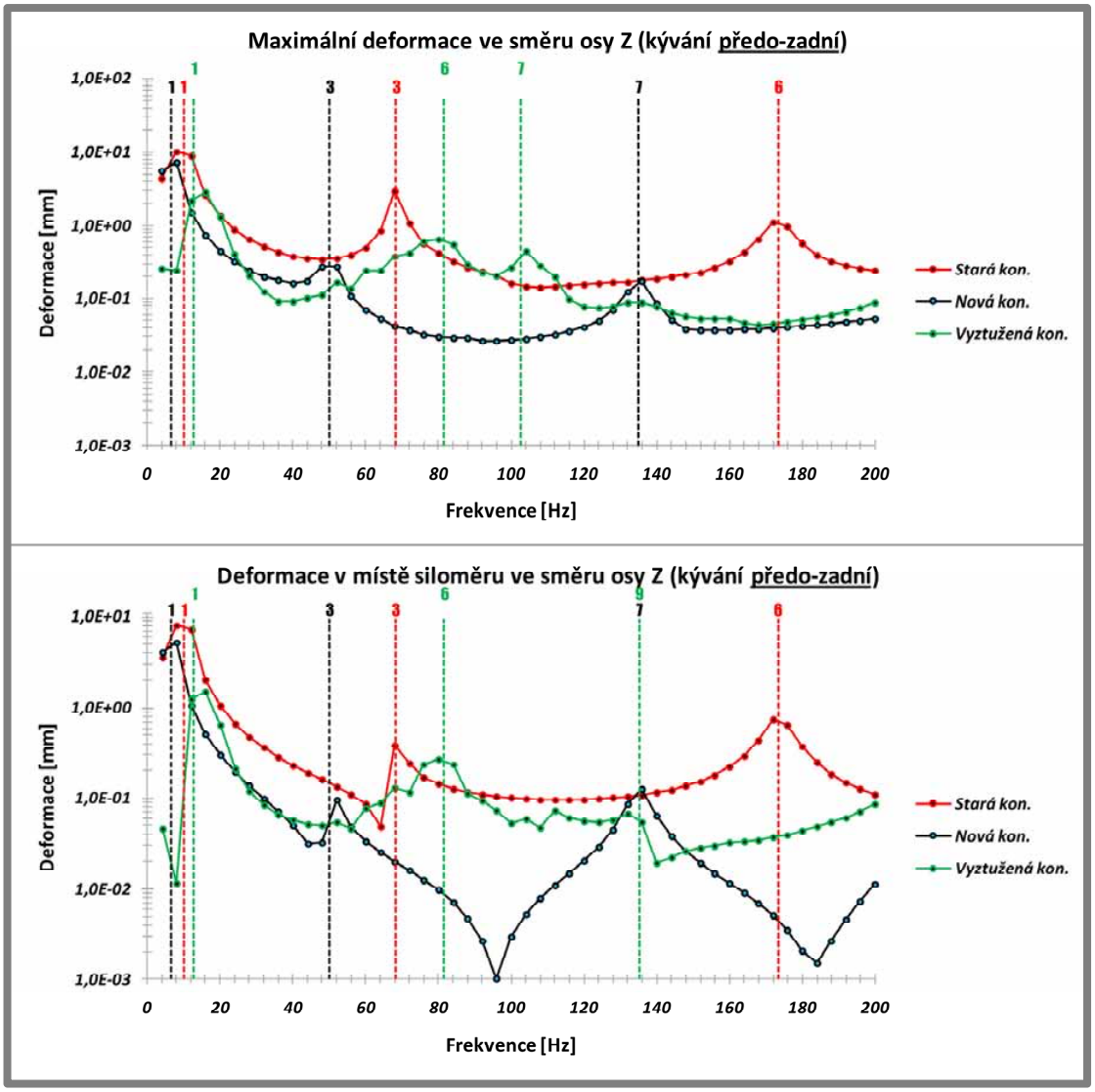
Varianta	Tvar	Frek. [Hz]	Směr kmitání	Pozn.
1500 mm (stará konstrukce)	1	10,08	předo-zadní	
	2	14,24	do stran	
	3	68,37	předo-zadní	
	4	92,80	do stran	
	5	97,69	do stran	
	6	173,59	předo-zadní	
1500 mm (nová konstrukce)	1	6,56	předo-zadní	
	2	12,34	do stran	
	3	50,13	předo-zadní	
	4	59,38	do stran	
	5	83,80	do stran	
	6	108,17	do stran	
	7	135,15	předo-zadní	
1500 mm (vyztužená konstrukce)	1	12,60	šikmo	
	2	53,50	-	vzpěra
	3	57,83	-	vzpěra
	4	70,97	-	vzpěra
	5	78,00	-	vzpěra
	6	81,51	-	vzpěra
	7	102,58	kolem svislé osy	
	8	110,03	do stran	
	9	135,3	předo-zadní	



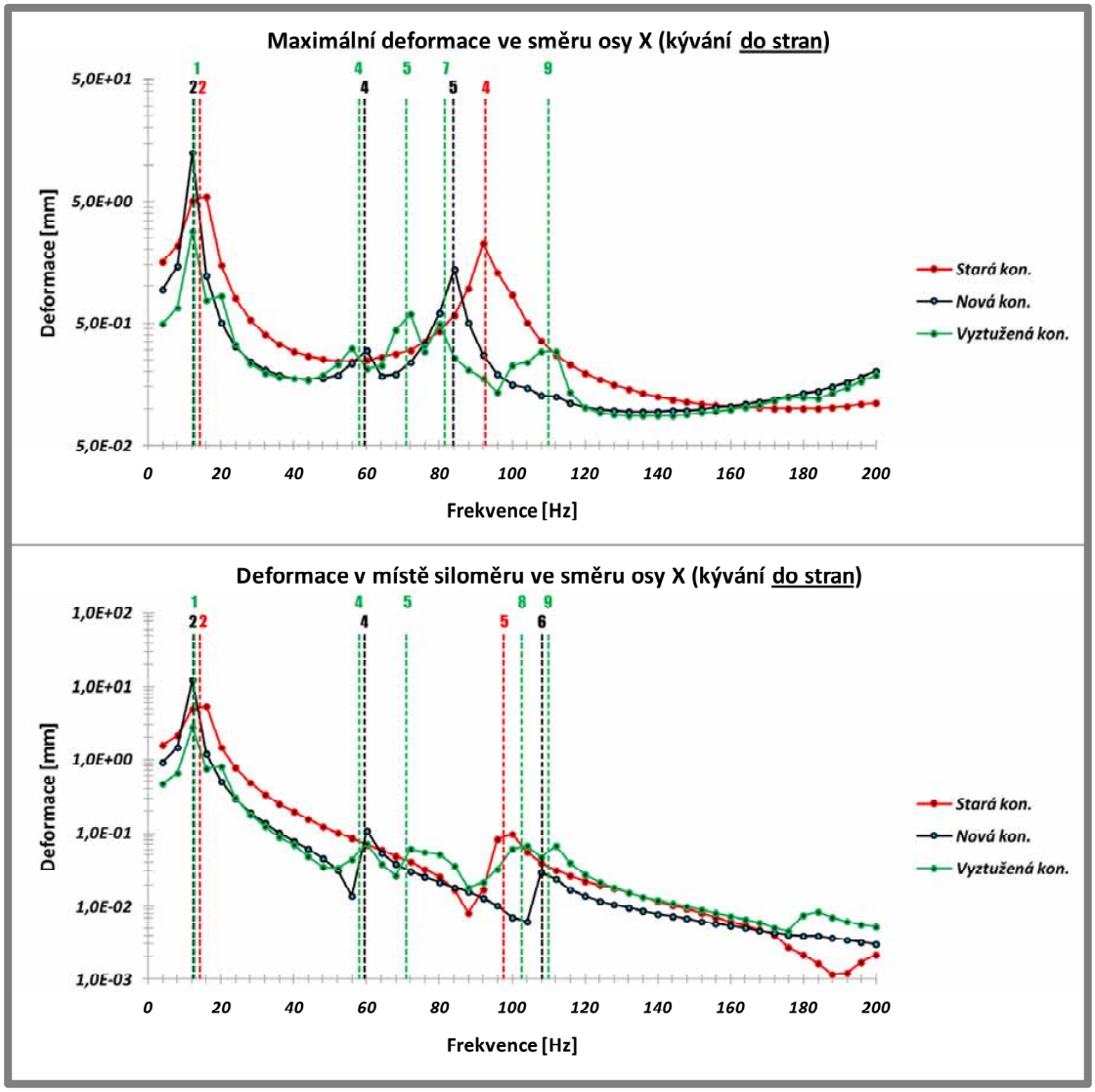
Obr. 11.14 Deformace při předo-zadním kývání výškových variant 900 mm



Obr. 11.15 Deformace při kývání do stran výškových variant 900 mm



Obr. 11.16 Deformace při předo-zadním kývání výškových variant 1500 mm



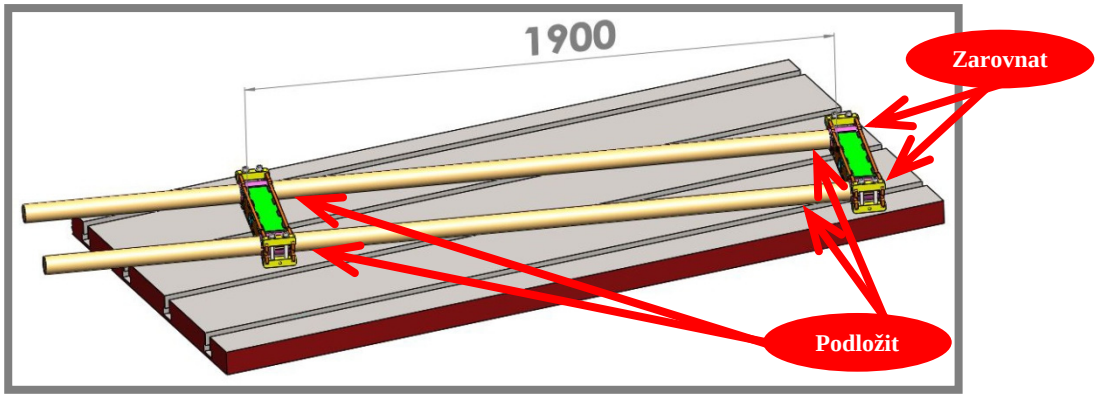
Obr. 11.17 Deformace při kývání do stran výškových variant 1500 mm

11.8

11.8 Návod na ustavení sloupů vůči hydraulickému pulsátoru

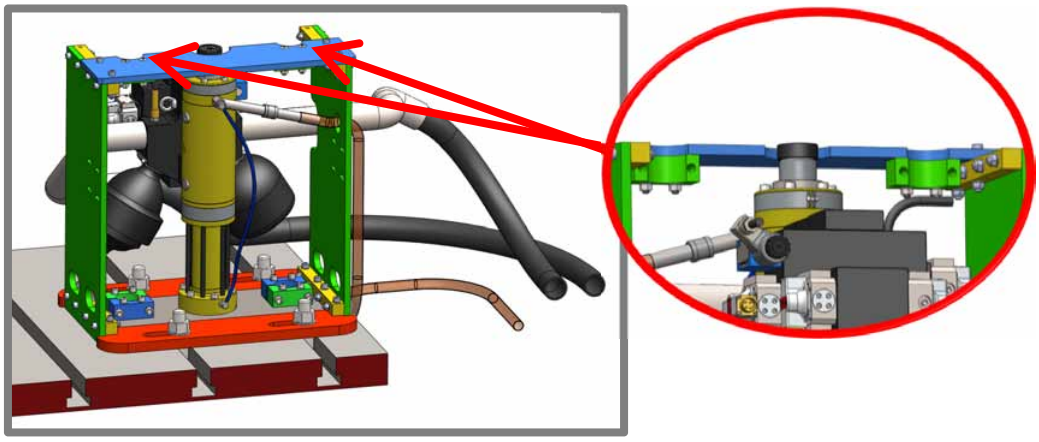
Sestavení portálu je poměrně jednoduchou záležitostí, ke které postačuje výkres sestavení společně s výkresy jednotlivých podsestav. V rámci této kapitoly je postup montáže nastíněn a rozdělen do několika kroků, jejíž sled je třeba dodržet, aby byly jednotlivé díly vůči sobě co nejpřesněji ustaveny. Tím se docílí rovnoběžnost vodících tyčí s osou hydraulického pulsátoru.

V prvním kroku je třeba nasadit oba příčníky na broušené vodící tyče tak, aby horní příčník byl zarovnán s konci těchto tyčí, a druhý příčník bude umístěn ve vzdálenosti 1,9 m (tzv. rozteč) od prvního příčníku. Svěrná pouzdra příčníků se dotáhnou tak, aby se zabránilo jejich pohybu. Následně je třeba obě tyče podložit stejně vysokými podložkami, v místech blízko příčníků (viz Obr 11.18), na základové desce s T drážkami. Poté se svěrná pouzdra spodního příčníku povolí a tyče dosednou na všechny čtyři podložky. Následně je třeba všechna svěrná pouzdra dotáhnout a tím získáme tuhý konstrukční celek, který má zajištěnou rovnoběžnost vodících tyčí.



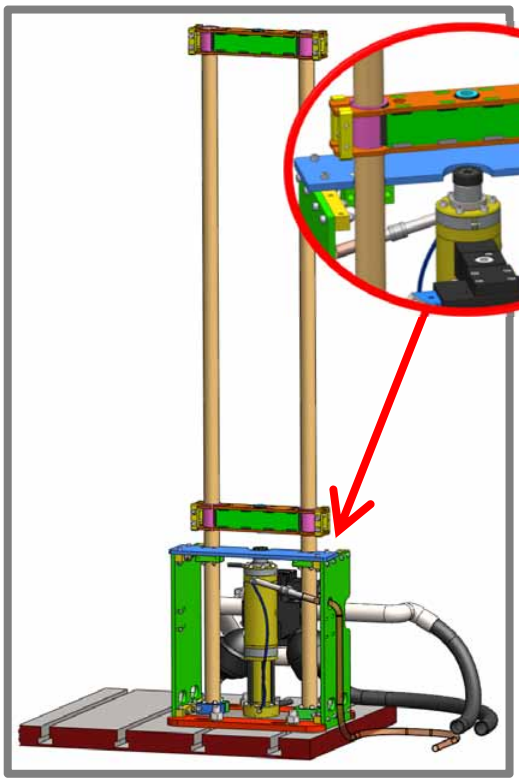
Obr. 11.18 Sestavení sloupů

V druhém kroku je třeba sestavit základnu portálu do podoby znázorněné na obrázku číslo Obr. 11.19, kde bočnice při dotahování budou dosednuty na základové desce s T drážkami. Pracovní stůl (modře) bude nainstalován pouze z poloviny. Následně doporučuji umístit hydraulický pulsátor INOVA do takto připraveného stojanu, a to z důvodu, že hydraulický pulsátor nebude odpojován od žádného zdroje. Tím pádem manipulace s ním bude dosti obtížná. Dále je třeba volně přišroubovat (nedotahovat) spodní svěrná pouzdra pro tyče a pouze jednu polovinu horního svěrného pouzdra pro tyče (viz detail obrázku číslo Obr. 11.19).

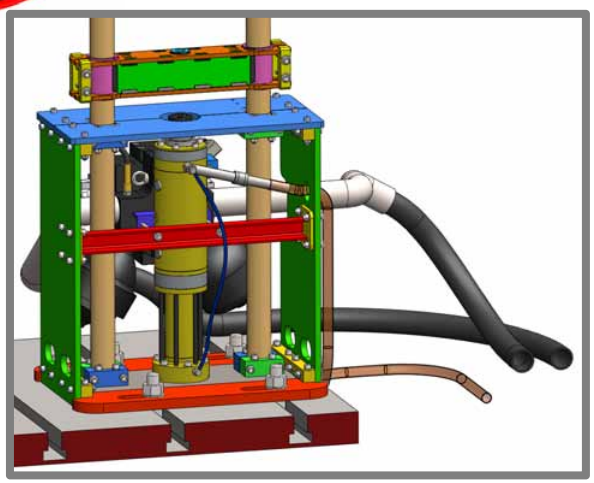


Obr. 11.19 Uložení hydraulického pulsátoru

Do takto sestavené základy se vloží konstrukční celek vodících tyčí s příčníky (viz Obr. 11.20), zasune se do spodních upínacích pouzder tak, aby vodící tyče byly symetricky vůči hydraulickému pulsátoru, a ty se následně dotáhnou. K základně se připevní druhá polovina stolku včetně druhé poloviny horních upínacích pouzder (viz Obr. 11.21), které se rovněž dotáhnou tak, aby sloupy byly kolmo k základně a zároveň co nejvíce rovnoběžně s hydraulickým pulsátorem. K tomuto úkonu doporučuji požít metr a digitální vodováhu.



Obr. 11.20 Uložení vodících tyčí do základny portálu



Obr. 11.21 Kompletace horní části základny

U takto sestavené portálové konstrukce je třeba přesně seřídit kolmost hydraulického pulsátoru a vodících tyčí vůči základové desce a rovněž musí být přesná rovnoběžnost těchto tří součástí vůči sobě, včetně symetrie vodících tyčí vůči hydraulickému pulsátoru. V předchozích krocích jsme toto ustavení provedli předběžně podle metru a podle digitální vodováhy. Pro dokonalé ustavení doporučuji použít některého z laserových zaměřování nebo 3D skenerů dostupných na Ústavu konstruování. Jednotlivé konstrukční díly mají v sobě otvory s vhodnými vůlemi a je tedy možné jednotlivými díly pohybovat a tím je přesně ustavit. Dále pro přesné seřízení dílců doporučuji podložení hydraulického pulsátoru nebo svěrných pouzder tenkými plechovými podložkami na vhodných místech. Instalace spodní příčky (viz Obr. 11.21) zajišťující tuhé upevnění hydraulického pulsátoru v základně a tím zamezuje jeho chvění během testování, může rovněž posloužit pro seřízení rovnoběžnosti osy hydraulického pulsátoru s vodícími sloupy a to jeho vychýlením a poté dotažení této příčky. Na závěr doporučuji jednotlivé plechy základny provrtat a opatřit kolíky pro případnou demontáž.

11.9

11.9 Seznam výkresové dokumentace

TĚLO PŘÍČNÍKU	(výkres součásti)	S-001
TĚLO PŘÍČNÍKU	(výkres svarku)	S-002
PŘÍČNÍK – POHYBLIVÝ	(výkres sestavení)	S-003
PŘÍČNÍK – SPOJOVACÍ	(výkres sestavení)	S-004
KLADKA UNIVERZÁLNÍ	(výkres sestavení)	S-005
PŘÍČKA ZÁKLADNY	(výkres sestavení)	S-006
ZÁKLADNA PORTÁLU	(výkres sestavení)	S-007
STOJAN PORTÁLU	(výkres sestavení)	S-008
PORTÁL TESTERU TLUMIČŮ	(výkres sestavení)	S-009
POLOHOVACÍ JEDNOTKA	(výkres sestavení)	S-010

HORNI A SPODNI PLECH	(výkres součásti)	DIL-001
SVORKA PRUCHOZI	(výkres součásti)	DIL-002
SVORKA SE ZAVITY	(výkres součásti)	DIL-003
VODICI TRUBKA	(výkres součásti)	DIL-004
UPINACI TRUBKA	(výkres součásti)	DIL-005
ZEBRO	(výkres součásti)	DIL-006
ARETACE ŘEMENE	(výkres součásti)	DIL-007
UPRAVENÝ TRN SILOMĚRU	(výkres součásti)	DIL-008
DRŽÁK ŘEMENE	(výkres součásti)	DIL-009
PODLOŽKA ZAVĚŠENÍ	(výkres součásti)	DIL-010
OHLÝ PROFIL PŘÍČKY	(výkres součásti)	DIL-011
DOSEDACÍ DESKA PŘÍČKY	(výkres součásti)	DIL-012
DESKA STOLU – PŘEDNÍ ČÁST	(výkres součásti)	DIL-013
DESKA STOLU – ZADNÍ ČÁST	(výkres součásti)	DIL-014
BOČNICE STOJANU – LEVÁ	(výkres součásti)	DIL-015
BOČNICE STOJANU – PRAVÁ	(výkres součásti)	DIL-016
ZÁKLADOVÁ DESKA STOJANU	(výkres součásti)	DIL-017
ULOŽENÍ SLOUPŮ	(výkres součásti)	DIL-018
OPĚRKA SPODNÍ PŘÍČKY	(výkres součásti)	DIL-019
KLADKA HLADKÁ	(výkres součásti)	DIL-020
OSA KLADKY	(výkres součásti)	DIL-021
NOSNÝ PLECH POHONU	(výkres součásti)	DIL-022
ŘEMENICE HTD 5M, 20 z	(výkres součásti)	DIL-023
HŘÍDEL POHONU	(výkres součásti)	DIL-024
NOSNÝ PLECH	(výkres součásti)	DIL-025
MONTÁŽNÍ ROH	(výkres součásti)	DIL-026